



**TUGAS AKHIR - TM 145688**

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PERFORMA  
LOW PRESSURE HEATER NOMOR 2 PLTU  
UNIT III DI PT. PJB UP GRESIK**

**NICKY SERFIRAH AZKA SALSABILAH**  
**NRP. 2112 038 006**

**Dosen Pembimbing**  
**Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**  
**19570331 1988031 1 001**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2015**



**TUGAS AKHIR - TM 145688**

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PERFORMA  
LOW PRESSURE HEATER NOMOR 2 PLTU  
UNIT III DI PT. PJB UP GRESIK**

**NICKY SERFIRAH AZKA SALSABILAH**  
**NRP. 2112 038 006**

**Dosen Pembimbing**  
**Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**  
**19570331 1988031 1 001**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2015**



**FINAL PROJECT -TM 145688  
THE HEAT TRANSFER ANALYSIS OF THE  
PERFORMANCE OF THE LOW PRESSURE FEEDWATER  
HEATER NUMBER 2 IN PLTU UNIT 3 PT. PJB UP  
GRESIK**

**NICKY SERFIRAH AZKA SALSABILAH  
NRP. 2112 038 006**

**Counsellor Lecture  
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT  
19570331 1988031 1 001**

**DIPLOMA III PT PLN (Persero) COOPERATIVE PROGRAM  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Tenth November Institute of Technology  
Surabaya 2015**

**ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PERFORMA LOW  
PRESSURE HEATER NOMOR 2 PLTU UNIT 3 PT. PJB UP  
GRESIK**

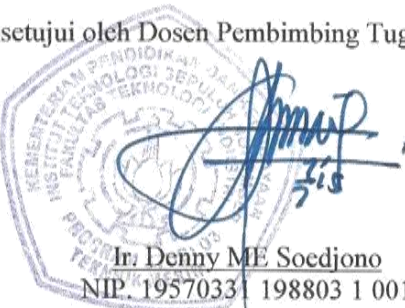
**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar  
Ahli Madya Teknik Mesin  
Pada  
Program Studi D3 Teknik Mesin  
Kerjasama PT. PLN (Persero)  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh :**

**Nicky Serfirah Azka Salsabilah  
NRP. 2112 038 006**

**Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :**



**Ir. Denny ME Soedjono  
NIP. 19570331 198803 1 001**

**SURABAYA, JUNI 2015**

# **ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PERFORMA LOW PRESSURE HEATER NOMOR 2 PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK**

**Nama Mahasiswa : Nicky Serfirah Azka S**  
**NRP : 2112038006**  
**Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI - ITS**  
**Dosen Pembimbing : Ir. Denny M.E Soedjono,MT**

## *Abstrak*

*Low Pressure Heater merupakan komponen yang berperan penting dalam efisiensi siklus, karena Low Pressure Heater adalah alat pemanas awal yang digunakan untuk meningkatkan efisiensi siklus dengan cara memanaskan air kondensat yang melewatinya. Media pemanas yang digunakan adalah uap yang diekstrak dari low pressure turbine*

*Dalam tugas akhir ini dilakukan analisis perpindahan panas tentang performa optimum low pressure heater. Analisis dilakukan dengan membahas koefisien konveksi pada sisi tube dan koefisien konveksi pada sisi shell. Data yang diambil berdasarkan data tiap zona. Dan perhitungan yang dilakukan merupakan perhitungan tiap zona pada low pressure feedwater heater. Dalam analisis dilakukan perhitungan secara LMTD (log mean temperature different) dan NTU Effectiveness oleh karena itu perhitungan harus dilakukan dengan mencari overall heat transfer koefisien dan juga heat transfer total. Low pressure heater yang digunakan dalam analisis adalah LPH nomor 2 PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik.*

*Dari hasil analisis tersebut didapatkan performa optimum low pressure heater berdasarkan data design di dapat performa maksimum sebesar 8.49 MW.*

**Kata Kunci :** *Low pressure Heater, Laju Perpindahan Panas, Effectiveness*

Halaman ini sengaja dikosongkan

***THE HEAT TRANSFER ANALYSIS OF THE  
PERFORMANCE OF THE LOW PRESSURE FEEDWATER  
HEATER NUMBER 2 IN PLTU UNIT 3 PT. PJB UP GRESIK***

**Student's Name** : Nicky Serfirah Azka S  
**NRP** : 2112038006  
**Major** : D3 Teknik Mesin FTI – ITS  
**Counselor Lecture** : Ir. Denny ME Soedjono, MT

***Abstract***

*The Low Pressure Feedwater Heater is a component that has an important role in the efficiency of the cycle, because Low Pressure Heater is the first heater component that used for improve the efficiency of the cycle by heating the condensate water that passing through it. The heating medium that used for it, is the steam extraction from low pressure turbine.*

*This final project performs an heat transfer's analysis about the optimum performance of low pressure feedwater heater. The analysis is done by discussing about convection coefficient at the tube side and the convection coefficient the shell side. The data have taken based on each zone. And this final project calculate each zone of low pressure feedwater heater. The method used in calculating the heat transfer rate and effectiveness of the low pressure feedwater heater is the Log Mean Temperature Different (LMTD) and Number of Transfer Units (NTU) and Effectiveness, because of it, it has to calculate overall heat transfer coefficient and heat transfer total too. And the low pressure feedwater heater that used in this final project is LPH number 2 in PLTU Unit 3 at PT. PJB UP Gresik*

*From the calculation, it is known that the optimum performance of low pressure feedwater heater is 8.49 MW. It known from the design's data .*

***Keywords*** : Low Pressure Feedwater Heater, heat Transfer, Effectiveness

Halaman ini sengaja dikosongkan



## KATA PENGANTAR

*Assalamu'Alaikum Wr.Wb.*

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan karunia, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi D3 Teknik Mesin kelas Kerjasama PT. PLN (Persero), Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Terlaksananya dan tersusunnya tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan, bantuan dan kerja sama yang baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam Tugas Akhir ini. Oleh karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. Bapak Ir. Denny ME Soedjono, MT selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu menyelesaikan pengerjaan tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT selaku Dosen wali.
4. Bapak Iwan Rustiawan selaku mentor pada PLTU/G PT. PJB UP Gresik. Terimakasih atas bantuan, data, ilmu, dan bimbingan yang diberikan sehingga penulis dapat terbantu untuk penyelesaian tugas akhir ini.
5. Bapak / Ibu dosen dan seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membimbing dan membantu selama perkuliahan.
6. Kepada Bapak Dosen Penguji, terimakasih atas saran dan masukan dalam tugas akhir ini
7. Untuk almarhumah Ibu, terimakasih atas kasih sayang yang diberikan
8. Ayah, *My Step Mother, My sister, My brother* Terima kasih atas segala dukungan yang telah diberikan.

9. Untuk Jun Dwiky Rahmanda, ST terimakasih unruk dukungannya dalam mengerjakan tugas akhir ini.
10. Untuk teman-teman D3 Mesin ITS-PLN 2012, Terima kasih untuk kebersamaan selama ini. *Lets run to catch our dream, good luck.*
11. Teman-teman D3 Teknik Mesin angkatan 2012, Terima kasih atas kebersamaan dan kerjasamanya selama ini, semoga menjadi lebih baik.
12. Teman – teman Lab Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara, Terimakasih atas kerjasamanya
13. Serta berbagai pihak yang belum tertulis, tetapi sangat berarti dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

Tugas akhir ini masih jauh dari kesempurnaan, penulis berharap Tugas Akhir ini dapat terus dikembangkan dan disempurnakan lebih lanjut.

Surabaya, Juni 2015

## Daftar Isi

|  |     |
|--|-----|
| HALAMAN JUDUL  |     |
| LEMBAR PENGESAHAN                                    |     |
| ABSTRAK .....  | i   |
| KATA PENGANTAR.....                                  | v   |
| DAFTAR ISI .....                                     | vii |
| DAFTAR GAMBAR .....                                  | ix  |
| DAFTAR TABEL .....                                   | x   |
| <br>   |     |
| BAB I PENDAHULUAN .....                              | 1   |
| 1.1 Latar Belakang .....                             | 1   |
| 1.2 Rumusan Masalah .....                            | 3   |
| 1.3 Batasan Masalah.....                             | 3   |
| 1.4 Tujuan Penelitian.....                           | 3   |
| 1.5 Manfaat Penelitian.....                          | 3   |
| 1.6 Sistematika Penulisan.....                       | 4   |
| <br>   |     |
| BAB II DASAR TEORI .....                             | 5   |
| 2.1 Gambaran Umum Low Pressure Heater.....           | 5   |
| 2.1.1 Klasifikasi Jenis Low Pressure Heater .....    | 6   |
| 2.1.2 Sistem Ekstraksi Uap .....                     | 7   |
| 2.2 Analisa Thermodinamika .....                     | 8   |
| 2.2.1 Siklus PLTU .....                              | 8   |
| 2.2.2 Flow Equation .....                            | 9   |
| 2.3 Analisa Perpindahan Panas .....                  | 10  |
| 2.3.1 Perpindahan panas .....                        | 10  |
| 2.3.2 Perpindahan panas akibat aliran eksternal..... | 14  |
| 2.3.2.1 Drain Cooling Section .....                  | 14  |
| 2.3.2.2 Condensing Section.....                      | 17  |
| 2.3.3 Perpindahan panas akibat aliran internal.....  | 18  |
| 2.3.4 Overall Heat Transfer Coefficient .....        | 20  |
| 2.3.5 Analisis Perpindahan Panas Metode LMTD .....   | 20  |
| 2.3.6 NTU – Heat Exchanger Effectiveness.....        | 22  |
| <br>   |     |
| BAB III METODOLOGI .....                             | 25  |
| 3.1 Low Pressure Heater 2 PLTU Unit 3 .....          | 25  |

|  |    |
|--|----|
| 3.2 Alur Pelaksanaan Penelitian .....                  | 27 |
| 3.3 Proses Perhitungan .....                           | 30 |
| 3.4 Perhitungan Perpindahan Panas .....                | 31 |
| 3.4.1 Perhitungan Koeffisien Konveksi sisi Tube .....  | 34 |
| 3.4.2 Perhitungan Koeffisien Konveksi sisi Shell ..... | 37 |
| 3.4.3 Perhitungan Perpindahan Panas Total .....        | 41 |
| 3.4.4 Perhitungan NTU - Effectiveness.....             | 43 |
| <br>BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN .....               | 47 |
| 4.1 Koeffisien Konveksi Sisi Tube.....                 | 50 |
| 4.2 Koeffisien Konveksi Sisi Shell .....               | 54 |
| 4.3 Menghitung Perpindahan Panas Total.....            | 59 |
| 4.3.1 Overall heat transfer coefficient .....          | 59 |
| 4.3.2 Heat Transfer Total .....                        | 61 |
| 4.4 NTU dan Effectiveness .....                        | 63 |
| <br>BAB V PENUTUP .....                                | 67 |
| 5.1 Kesimpulan.....                                    | 67 |
| 5.2 Saran .....  | 67 |

DAFTAR PUSTAKA  
LAMPIRAN  
BIODATA

## Daftar Tabel

|  |    |
|--|----|
| Tabel 3.1 Data Design LPH 2 Unit 3 .....             | 25 |
| Tabel 4.1 Data Properties LPH 2.....                 | 47 |
| Tabel 4.2 Faktor Koreksi LMTD .....                  | 50 |
| Tabel 4.3 Data Temperature LPH 2 .....               | 51 |
| Tabel 4.4 Propertties Zona Condensing .....          | 51 |
| Tabel 4.5 Properties Zona Drain Cooling .....        | 53 |
| Tabel 4.6 Properties Fluida Zona Condensing .....    | 55 |
| Tabel 4.7 Properties Air Zona Drain Cooling .....    | 57 |
| Tabel 4.8 Dimensi Sisi Shell .....                   | 57 |
| Tabel 4.9 Data Material Tube .....                   | 60 |
| Tabel 4.10 Properties Material Tube .....            | 60 |
| Tabel 4.11 Nilai Cph dan Cpc Zona Condensing.....    | 63 |
| Tabel 4.12 Nilai Cph dan Cpc Zona Drain Cooling..... | 64 |

Halaman ini sengaja dikosongkan

## Daftar Gambar

|  |    |
|--|----|
| Gambar 1.1 Proses pada PLTU .....                                      | 2  |
| Gambar 2.1 Low Pressure Heater 2.....                                  | 5  |
| Gambar 2.2 T-s Diagram Rankine Cycle Closed Feedwater.....             | 6  |
| Gambar 2.3 LPH Shell and Tube .....                                    | 7  |
| Gambar 2.4 Pipa sistem Ekstraksi Uap .....                             | 8  |
| Gambar 2.5 Proses Siklus PLTU.....                                     | 9  |
| Gambar 2.6 Proses Perpindahan Panas .....                              | 11 |
| Gambar 2.7 Konduksi satu dimensi steady state .....                    | 13 |
| Gambar 2.8 Skema tube bank cross flow .....                            | 14 |
| Gambar 2.9 Tube arrangement .....                                      | 15 |
| Gambar 2.10 Pembentukan boundary layer pada circular tube.....         | 18 |
| Gambar 3.1 Diagram Alir Alur Pelaksanaan Penelitian.....               | 29 |
| Gambar 3.2 Diagram Alir Proses Perhitungan.....                        | 30 |
| Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas .....            | 32 |
| Gambar 3.4 Diagram Alir Perhitungan koefisien konveksi sisi tube ..... | 35 |
| Gambar 3.5 Diagram Alir Perhitungan koefisien konveksi sis shell ..... | 39 |
| Gambar 3.6 Diagram Alir Perhitungan perpindahan panas total.....       | 42 |
| Gambar 3.7 Diagram Alir Perhitungan NTU Effectiveness.....             | 44 |

Halaman ini sengaja dikosongkan



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

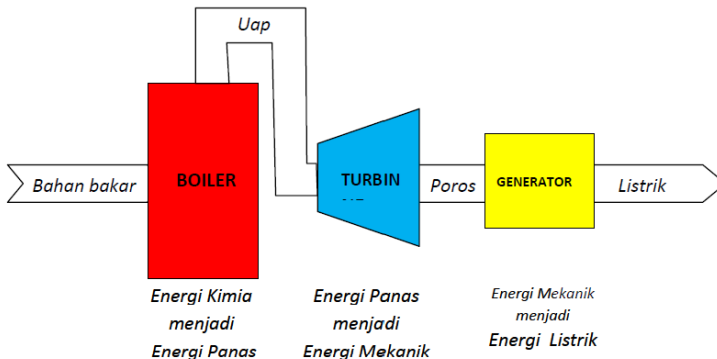
Energi Listrik merupakan kebutuhan primer bagi masyarakat untuk melaksanakan aktifitas. Dengan semakin meningkatnya penghasilan masyarakat, kegiatan masyarakat dan industri ikut meningkat, serta meningkatnya jumlah penduduk. kebutuhan akan listrik di Indonesia juga akan semakin meningkat. Kebutuhan akan ketersediaan listrik yang besar, aman, ramah lingkungan dan efisien merupakan hal yang diutamakan dalam proses pembangkitan energi listrik.

Badan Usaha Milik Negara, yaitu PT. PLN (Persero) adalah Perusahaan Listrik Negara yang memasok kebutuhan listrik di seluruh Indonesia. Dalam bidang penyediaan energi listrik, PT. PLN (persero) memiliki anak perusahaan yang bertugas untuk melakukan pembangkitan energi listrik, yaitu PT. PJB (Persero) dan PT. Indonesia Power (Persero). PT. PJB (Persero) terdapat di berbagai wilayah Jawa Timur, salah satunya adalah PT. PJB (Persero) UP Gresik yang bergerak dalam bisnis pembangkitan energi listrik untuk mensuplai energi listrik area Jawa, Madura, dan Bali. Mesin pembangkit listrik yang dimiliki oleh PT. PJB UP Gresik terdiri dari 3 blok unit PLTGU, 4 blok unit PLTU, dan 2 blok unit PLTG yang semuanya telah tersambung dalam jaringan interkoneksi energi listrik Jawa, Madura, Bali. Di dalam PT. PJB UP Gresik, Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) menghasilkan kapasitas 600 MW.

PLTU adalah jenis pembangkit listrik tenaga termal yang banyak digunakan, karena efisiensinya tinggi sehingga menghasilkan energi listrik yang ekonomis. PLTU merupakan mesin konversi energi yang mengubah energi kimia dalam bahan bakar menjadi energi listrik.

Proses konversi energi pada PLTU berlangsung melalui 3 tahapan, yaitu :

1. Pertama, energi kimia dalam bahan bakar diubah menjadi energi panas dalam bentuk uap bertekanan dan temperatur tinggi.
2. Kedua, energi panas (uap) diubah menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran.
3. Ketiga, energi mekanik diubah menjadi energi listrik.



Gambar 1.1 Proses pada PLTU

Di dalam sistem sederhana PLTU, alat- alat *Heat Exchanger* yang mendukung kinerja PLTU dalam penukar panas. pada siklus uap khususnya di *water heater (Low Pressure Heater dan High Pressure Heater)* apabila terjadi kerusakan dapat menyebabkan menurunnya efisiensi pemanasan air dalam Boiler. Pada PLTU PT. PJB UP Gresik, *Low Pressure Heater* digunakan sebagai pemanas pemula untuk memanaskan Air Demin dari hotwell menuju ke dearator dengan bantuan uap ekstraksi dari *Low Pressure Turbine*. Fungsi dari Sistem Ekstraksi adalah meningkatkan efisiensi termal dengan cara melakukan pemanasan awal pada air pengisi melalui proses “*heat transfer*” dari uap ekstraksi yang didapat dari turbin pada tingkat tertentu. Dengan dinaikkannya temperatur air pengisi, maka jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk proses produksi uap akan lebih kecil.

## 1.2 Rumusan Masalah

Seperti yang dijelaskan bahwa *low pressure heater* merupakan komponen yang penting untuk meningkatkan efisiensi siklus. Mengingat pentingnya peran *low pressure heater* dalam sebuah sistem pembangkit maka diperlukan perhitungan untuk mengetahui unjuk kerja dari *low pressure heater* yaitu : besarnya perpindahan panas dan juga *effectivenessnya*, metode analisa yang digunakan adalah dengan metode LMTD dan NTU, mencari *Overall Heat Transfer (U)*.

## 1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas, maka diberikan batasan-batasan sebagai berikut :

1. Analisis menggunakan data spesifikasi *low pressure heater* nomer 2 PLTU Unit 3
2. Menghitung laju perpindahan panas berdasarkan NTU & *Effectiveness*
3. Perhitungan dilakukan pada kondisi *steady state*
4. Perhitungan dilakukan pada *zona condensing* dan *drain cooling*
5. Analisis perpindahan panas hanya menggunakan konduksi dan konveksi dengan mengabaikan radiasi.
6. Perpindahan panas ke lingkungan dianggap tidak ada

## 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Menghitung unjuk kerja *low pressure heater* pada kondisi optimum
2. Menghitung laju perpindahan panas *low pressure heater*
3. Menghitung unjuk kerja tiap zona pada LPH 2

## 1.5 Manfaat Penelitian

Dengan adanya penelitian ini diharapkan dapat digunakan sebagai :

1. Memperdalam ilmu tentang *heat exchanger* dan perpindahan panas

2. Menjadi referensi pihak PT. PJB UP Gresik untuk melakukan perawatan terhadap *low pressure heater*
3. Sebagai referensi untuk meningkatkan efisiensi pembangkit dalam hal teknik.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan tugas akhir ini terbagi menjadi beberapa bab yang dapat dijelaskan sebagai berikut :

### **Bab I Pendahuluan**

Bab ini menjelaskan latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat penelitian, serta sistematika penulisan.

### **Bab II Dasar Teori**

Bab ini berisi teori-teori dari berbagai referensi yang selanjutnya digunakan sebagai dasar dalam melakukan perhitungan dan analisis termodinamika serta kebutuhan bahan bakar untuk operasi.

### **Bab III Metodologi Penelitian**

Bab ini terdiri dari tahapan yang digunakan dalam melaksanakan penelitian dan penyusunan tugas akhir.

### **Bab IV Perhitungan dan Pembahasan**

Bab ini terdiri dari tahapan perhitungan unjuk kerja

### **Bab V Kesimpulan dan Saran**

Pada bab ini berisi kesimpulan dari hasil perhitungan dan pembahasan yang telah dilakukan dan saran untuk operasi dan *maintenance* unit serta penelitian selanjutnya.

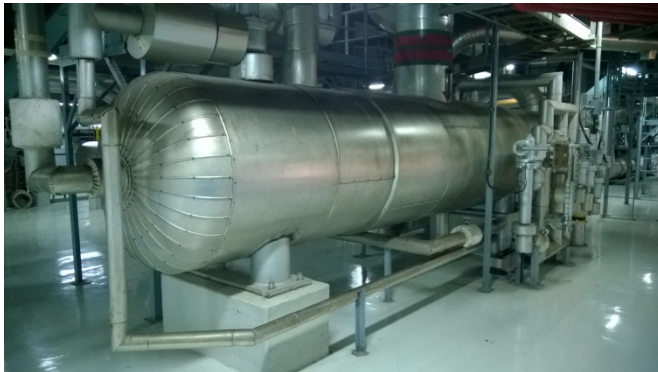
## BAB II DASAR TEORI

### 2.1. Gambaran Umum *Low Pressure Heater*

*Low Pressure Heater* adalah alat pemanas awal yang digunakan untuk meningkatkan efisiensi siklus dengan cara memanaskan air kondensat yang melewatinya. Media pemanas yang digunakan adalah uap yang dicerat / diekstrak dari turbin dan disebut uap ekstraksi (*bleed steam / extraction steam*). Pemanas ini umumnya tipe permukaan (*surface*) dimana air mengalir dibagian dalam pipa sedang uap ekstraksi dibagian luar pipa. Kondensasi uap ekstraksi yang terbentuk dialirkan ke pemanas awal air tingkat yang lebih rendah atau langsung ke *deaerator*.

Dengan Spesifikasi :

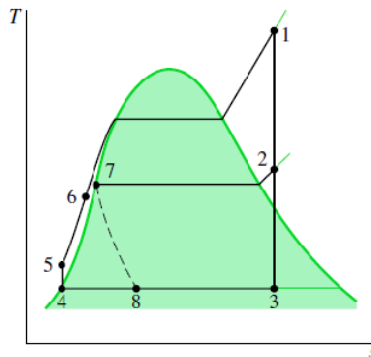
- Type : Horizontal Shell and Tube Closed Feedwater Heater
- Design Pressure Tube Side : 15 kg/cm<sup>2</sup>g
- Design Pressure Shell Side : 3.1 kg/cm<sup>2</sup>g
- Surface Area : 230 m<sup>2</sup>
- Serial Number : D5032
- Manufactured in : 1980



Gambar 2.1 *Low Pressure Heater 2*

Prinsip kerja *Low Pressure Heater* terdiri dari 2 section, yaitu :

- *Condensation Section* adalah zona dimana Uap panas melepaskan sejumlah besar panas laten, yang akan mengalami kondensasi menjadi cair jenuh, yang mengalir hingga sebagian besar akan meningkatkan suhu air.
- *Drain water cooling section* adalah zona yang akan melepaskan panas dan memanaskan air umpan yang hanya akan masuk ke pemanas bertekanan tinggi sehingga menyelesaikan pertukaran panas ketiga. Yang akhirnya *drain water* akan berubah menjadi super cooling water, yang temperaturnya kurang dari temperature saturasi lalu meninggalkan *low pressure heater*



Gambar 2.2 T – s Diagram *Rankine Cycle Closed Feedwater Heater*

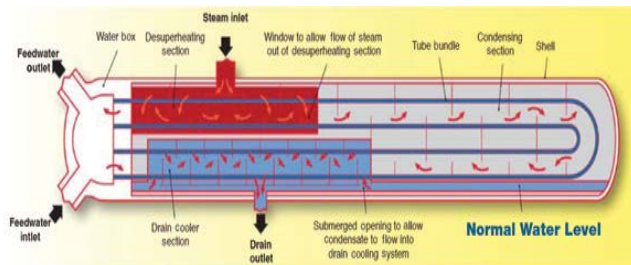
### 2.1.1 Klasifikasi Jenis *Low Pressure Heater*

- *Shell and Tube*

*Tubular heat exchanger* merupakan alat penukar panas yang menggunakan permukaan *tube* sebagai media penukar panas. Panas disalurkan melalui tube menggunakan metode konveksi, konduksi, dan radiasi. Salah satu jenis *tubular heat exchanger* adalah *shell and tube heat exchanger*.

*Low Pressure Heater* nomer 2 pada Unit 3 di PLTU PT. PJB UP Gresik menggunakan pemanas jenis *shell and tube*,

dimana terdapat *water box* yang terbagi menjadi dua bagian yaitu sisi masuk dan sisi keluar. Air mengalir dari sisi masuk *water box* melalui pipa pipa berbentuk U ke sisi keluar *water box*. Prinsip kerja *Shell and Tube* secara umum adalah dengan menukar kalor yang akan dibuang dari fluida panas tanpa adanya kontak langsung dengan fluida dingin yang akan menerima panas tersebut. Dimana fluida yang mengalir di dalam *tube* dengan temperature yang tinggi akan memberikan sebagian kalornya kepada fluida di dalam *shell* yang temperturnya lebih rendah.



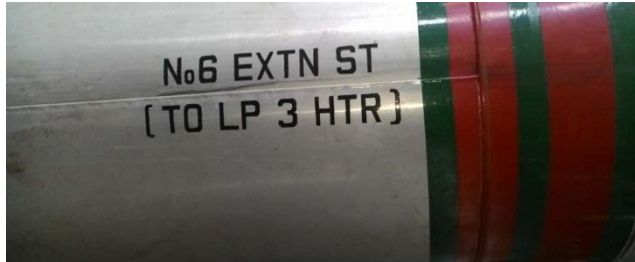
Gambar 2.3 *Low Pressure Heater Shell and Tube*

### 2.1.2 Sistem Ekstraksi Uap

Selama melintasi turbin hingga keluar ke kondensor, uap dicerat (diekstrak) di beberapa titik dan pada umumnya uap ini dialirkan ke pemanas awal air pengisi (*feedwater heater*) untuk memanaskan air kondensat atau air pengisi. Uap tersebut dinamakan uap ekstraksi. Gambar di bawah memperlihatkan ketiga sistem uap tersebut, dimana garis tebal putus-putus menunjukkan sistem uap ekstraksi dan garis tebal menyatakan sistem uap utama serta sistem uap reheat.

Fungsi dari Sistem Ekstraksi adalah meningkatkan efisiensi termal dengan cara melakukan pemanasan awal pada air pengisi melalui proses "*heat transfer*" dari uap ekstraksi yang dicerat dari turbin pada tingkat tertentu. Dengan dinaikannya temperatur air pengisi, maka jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk proses produksi uap akan lebih kecil. Sistem uap ekstraksi

ini sudah diterapkan pada turbin uap yang digunakan untuk pembangkit listrik.



Gambar 2.4 Pipa Sistem Ekstraksi Uap

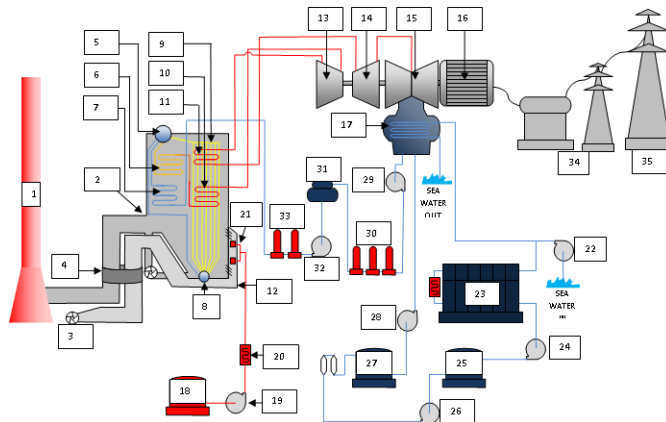
## 2.2. Analisa Termodinamika

### 2.2.1. Siklus PLTU

Pembangkit listrik merupakan proses perubahan bentuk satu energi ke bentuk energi lain dimana sebagai produknya berupa energi listrik. Di dalam sistem PLTU, terdapat fluida perantara yang disebut fluida kerja. Fluida kerja yang dipakai di PLTU PT. PJB UP Gresik adalah air. Sebagai perantara, fluida kerja akan mengalir melintasi beberapa komponen utama PLTU dalam suatu siklus tertutup.

Pada siklus tertutup ini *Sea water* masuk ke *desalination tank* lalu ke *make up water* untuk ditambahkan airnya lalu di pompakan menuju *demineralisasi plant* setelah itu di pompakan menuju kondensor dan di pompakan oleh *condensate pump* menuju *low pressure heater*. Di dalam *low pressure heater* air dipanaskan oleh uap ekstraksi *low pressure turbine* yang berfungsi untuk meningkatkan efisiensi *thermal* sebelum memasuki boiler.





Gambar 2.5 Proses Siklus PLTU

### 2.2.2 Flow Equation

Dengan laju aliran masa yang tetap (*steady*) maka total massa yang terdapat pada suatu volume atau pada waktu sesaat juga akan tetap (*steady*). Sesuai dengan hukum kekekalan massa atau dikenal juga sebagai hukum *Lomonosov-Lavoisier* menyatakan massa dari suatu sistem tertutup akan konstan meskipun terjadi berbagai macam proses di dalam sistem tersebut. Dalam sistem tertutup massa zat sebelum dan sesudah reaksi adalah sama (tetap/konstan). Pernyataan yang umum digunakan untuk menyatakan hukum kekekalan massa adalah massa dapat berubah bentuk tetapi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan. Untuk suatu proses kimiawi di dalam suatu sistem tertutup, massa dari reaktan harus sama dengan massa produk. Sedangkan untuk suatu aliran, walaupun terjadi perubahan fase maka massa total akan tetap atau konstan.

Massa yang terdapat dalam suatu *control volume* dapat dihubungkan dengan kerapatan lokal sebagai berikut :

$$m_{cv}(t) = \int_v \rho dV \dots \dots \dots (2.1)$$

$$m_{cv}(t) = \rho (V_n \Delta t) dA \dots \dots \dots (2.2)$$

$$\frac{m_{cv}(t)}{\Delta t} = \frac{\rho (V_n \Delta t) dA}{\Delta t} \dots \dots \dots (2.3)$$

Sehingga diperoleh persamaan berikut :

$$\dot{m} = \int_A \rho(V_n \Delta t) dA \dots \dots \dots (2.4)$$

Keterangan :

- $m_{cv}$  = massa dalam volume atur
- $\rho$  = massa jenis
- $V$  = volume
- $dA$  = perbedaan luas permukaan
- $\Delta t$  = interval waktu

Dengan membagi laju aliran massa dengan massa jenis maka akan diperoleh persamaan hubungan kapasitas dengan kecepatan fluida.

$$\dot{m} = \rho VA \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\frac{\dot{m}}{\rho} = VA \dots \dots \dots (2.6)$$

$$Q = VA \dots \dots \dots (2.7)$$

Keterangan :

- $\dot{m}$  = laju aliran massa
- $A$  = luas permukaan
- $Q$  = kapasitas atau *volume flow rate*

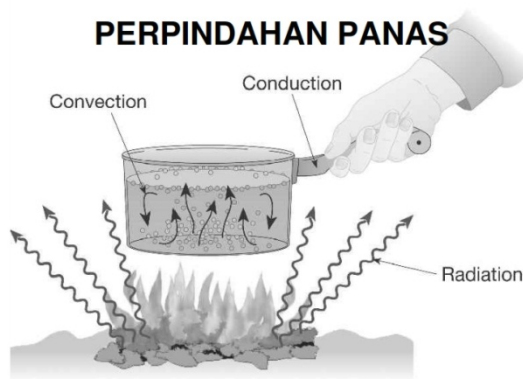
## 2.3. Analisa Perpindahan Panas

### 2.3.1. Perpindahan Panas

Panas diketahui dapat berpindah dari tempat dengan temperatur lebih tinggi ke tempat dengan temperatur lebih rendah. Perpindahan panas dapat terjadi pula dalam bentuk pertukaran panas dengan luar sistem. Pemberian atau pengurangan panas tidak hanya mempengaruhi suatu benda secara lokal, namun juga dapat merambat ke bagian lain di luar sistem. Dengan kata lain, panas dapat berpindah dari manapun baik itu di dalam maupun di luar sistem selama terdapat perbedaan temperatur.

Dalam perpindahan panas terdapat tiga cara dalam prosesnya. Jika ada *gradient* temperatur pada media diam, baik

pada benda padat ataupun cair maka perpindahan panas yang terjadi disebut konduksi. Jika ada *gradient* temperatur antara benda padat dengan *liquid* yang mengalir di sekitarnya maka perpindahan panas yang terjadi disebut konveksi. Setiap permukaan yang memiliki temperatur memancarkan energi dalam bentuk gelombang elektromagnetik sehingga perpindahan panas dapat terjadi dengan ada ataupun tidak ada media perantara perpindahan panas selama terdapat perbedaan temperatur. Perpindahan panas ini disebut dengan radiasi.



Gambar 2.6 Proses Perpindahan Panas

Perpindahan panas konduksi terjadi pada atom dan molekul. Konduksi dapat digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel dengan energi yang lebih tinggi menuju partikel dengan energi yang lebih rendah pada suatu media yang menunjukkan akibat dari interaksi antar partikel. Pada level *molecular*, partikel-partikel bergerak secara acak sehingga terjadi singgungan antara satu partikel dengan partikel yang lain. Bila singgungan ini terjadi antara partikel yang memiliki tingkat energi yang berbeda maka akan terjadi perpindahan panas.

Untuk menghitung laju perpindahan panas konduksi digunakan hukum *Fourier* sebagai berikut :

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.8)$$

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.9)$$

Keterangan :

$q_x''$  = fluks panas (W/m<sup>2</sup>) adalah laju perpindahan panas ke arah sumbu x positif per luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas.

$q_x$  = laju perpindahan panas (W)

$\frac{dT}{dx}$  = gradient temperatur

$k$  = konduktifitas panas (W/m<sup>o</sup>K)

Tanda minus menunjukkan bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah. Jika konduksi terjadi secara linier maka persamaan menjadi sebagai berikut :

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \dots \dots \dots (2.10)$$

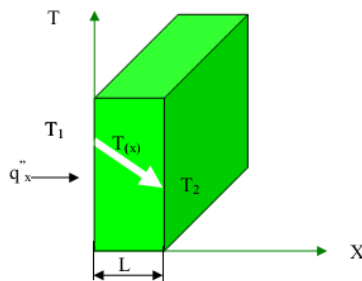
Keterangan :

$L$  = panjang benda searah dengan arah perpindahan panas

$k$  = koefisien konduksi

$T_2$  = temperature bagian yang lebih dingin

$T_1$  = temperature bagian yang lebih panas



### ***Gambar 2.7 Konduksi Satu Dimensi Steady State***

Perpindahan panas konveksi terjadi dengan disertai pergerakan fluida di area perpindahan panas. Konveksi ini didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Jika aliran fluida yang terjadi disebabkan oleh factor eksternal (pompa, fan, blower) maka konveksi yang terjadi disebut konveksi paksa atau *forced convection*. Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida maka konveksi yang terjadi disebut konveksi bebas atau *free convection*.

Pada perpindahan panas secara konveksi digunakan *Newton's Law of Cooling* untuk menghitung laju perpindahan panas.

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.11)$$

$$q = hA(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.12)$$

Keterangan :

$q''$  : fluks panas konveksi ( $\text{W/m}^2$ )

$q$  : laju perpindahan (W)

$T_s$  : temperatur permukaan padat ( $^\circ\text{K}$ )

$T_\infty$  : temperatur rata-rata fluida ( $^\circ\text{K}$ )

$h$  : koefisien perpindahan panas konveksi ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )

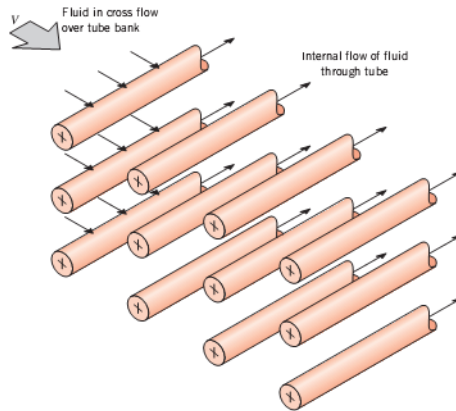
Konveksi sangat bergantung pada kondisi lapisan batas dan geometri permukaan, penyebab terjadinya aliran, dan sifat termodinamika dari fluida.

#### **2.3.2. Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida External**

Pada *heat exchanger* terdapat beberapa bagian (zona) dimana perpindahan panas terjadi. Bagian pertama adalah daerah (zona) dimana perpindahan panas terjadi tidak disertai perubahan fase. Bagian kedua adalah daerah (zona) dimana perpindahan panas disertai dengan perubahan fase (*condensing/boiling*).

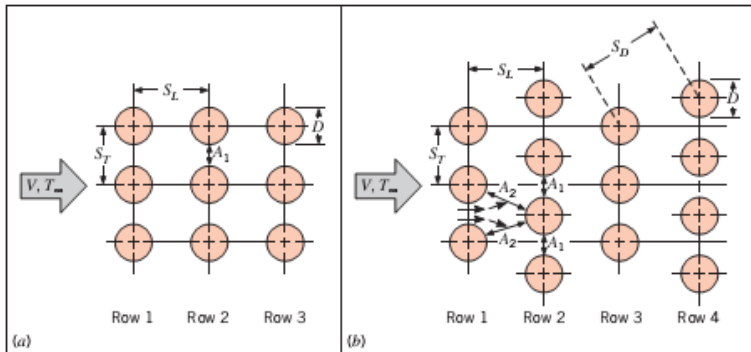
### 2.3.2.1. Drain Cooling Section

*drain cooling section* perhitungan dikhususkan dengan menggunakan keadaan *low-speed, forced convection*, dan tanpa perubahan fase pada fluida. Pada bagian ini gerakan relatif antara fluida dan permukaan perpindahan panas di jaga oleh peralatan seperti fan dan pompa. Gerakan relatif fluida tidak dikarenakan oleh gaya *buoyancy* yang terjadi akibat gradien temperatur pada fluida.



**Gambar 2.8** Skema Tube Bank Cross Flow

Jajaran dari *tube* pada jenis ini dapat tersusun secara *aligned* atau *staggered*. Konfigurasi dapat ditentukan dengan melihat diameter ( $D$ ), *transverse pitch* ( $S_T$ ), dan *longitudinal pitch* ( $S_L$ ) yang diukur dari titik pusat *tube*.



**Gambar 2.9** Tube Arrangements. (a) Aligned. (b) Staggered.

Secara umum koefisien perpindahan rata-rata untuk aliran eksternal pada *bank of tubes* didapatkan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D \times k}{D} \dots \dots \dots (2.13)$$

Untuk mencari nilai *Nusselt number* digunakan persamaan *Zukauskas* disertai korelasinya sebagai berikut :

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dengan Korelasi :

$$\begin{aligned} N_L &\geq 20 \\ 0.7 &\leq Pr \leq 500 \\ 10 &\leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6 \end{aligned}$$

Dimana :

- $h$  = koefisien perpindahan panas
- $\overline{Nu}_D$  = Nusselt number
- $Re$  = Reynold number
- $Pr$  = Prandtl number
- $Pr_s$  = Prandtl number pada temperatur surface

- $k$  = Konduktifitas termal  
 $D$  = Diameter tube  
 $N_L$  = Jumlah jajaran

Semua properties yang digunakan pada perhitungan ini diperoleh dengan menggunakan temperatur rata-rata antara fluida masuk ( $T_i$ ) dan fluida keluar ( $T_o$ ) kecuali Prs menggunakan temperatur permukaan area perpindahan panas.

Untuk menyelesaikan perhitungan maka diperlukan nilai variable-variabel penyusunnya. Untuk mencari nilai  $Re_{D,Max}$  maka digunakan persamaan sebagai berikut :

$$Re_{D,Max} = \frac{\rho V_{max} D o_{tube}}{\mu} \dots \dots \dots (2.15)$$

Pada susunan *aligned*, kecepatan maksimum terjadi pada  $A_1$  sehingga untuk memperoleh nilai  $V_{max}$  dapat digunakan persamaan :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} x V \dots \dots \dots (2.16)$$

Sedangkan pada susunan *staggered* kecepatan maksimum dapat terjadi pada  $A_1$  maupun  $A_2$ . Jika nilai varibael memenuhi persamaan  $(S_T - D) \leq 2(S_D - D)$  maka kecepatan maksimum terjadi pada  $A_1$  dan untuk memperoleh kecepatan maksimal dapat digunakan persamaan 2.16. Jika  $(S_T - D) \geq 2(S_D - D)$  maka kecepatan maksimum terjadi pada titik  $A_2$  sehingga kecepatan maksimum diperoleh dengan persamaan 2.17.

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} x V \dots \dots \dots (2.17)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{A x \rho} \dots \dots \dots (2.18)$$



$$A = \frac{\pi}{4} \times ID_{shell}^2 \dots \dots \dots (2.19)$$

Koefisien C dan m dapat dilihat pada tabel yang dilampirkan.

### 2.3.2.2. Condensing Section

Pada condensing section terjadi perpindahan panas yang disertai dengan perubahan fase. Dengan adanya perubahan fase ini, hukum *Zukauskas* tidak dapat digunakan sehingga untuk mencari nilai koefisien konveksi rata-rata pada zona *condensing* digunakan persamaan :

$$\bar{h}_D = C \left[ \frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{1/4} \dots \dots \dots (2.20)$$

Dimana nilai C untuk *tube* adalah 0.729. Untuk mendapatkan nilai  $h'_{fg}$  maka terlebih dulu mencari nilai *Jacob's number*.

$$Ja = \frac{C_{pl}(T_{sat} - T_f)}{h_{fg}} \dots \dots \dots (2.21)$$

$$h'_{fg} = h_{fg}(1 + 0.68Ja) \dots \dots \dots (2.22)$$

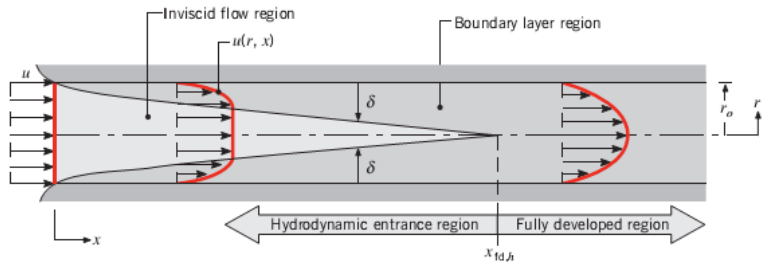
Keterangan :

- $\bar{h}_D$  = koefisien perpindahan panas
- $\rho_l$  = massa jenis pada fase liquid
- $\rho_v$  = massa jenis pada fase vapor
- $g$  = percepatan gravitasi
- $k_l$  = koefisien perpindahan panas konduksi pada fase liquid
- $h'_{fg}$  = Rohsenow Modified Latent Heat

### 2.3.3. Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida Internal

Ketika membahas tentang *external flow* selalu dikaitkan dengan aliran apakah laminar atau turbulen. Untuk *internal flow* maka perlu dikaitkan pula dengan kondisi fluida masuk

(entrance) dan daerah *fully developed* (aliran sudah terbentuk sempurna).



**Gambar 2.10** Pembentukan *Boundary Layer* Pada *Circular Tube*

Ketika fluida menyentuh permukaan dari tube maka efek dari viskositas fluida mulai mempengaruhi pembentukan *boundary layer*. *Boundary layer* akan terus berkembang dengan bertambahnya  $x$  (jarak tempuh fluida di dalam pipa). Efek dari viskositas fluida akan terus berlangsung hingga *velocity profile* tidak lagi berubah dengan bertambahnya  $x$ . Keadaan demikian disebut dengan *fully developed flow*.

Untuk menentukan suatu aliran apakah laminar ataukah turbulen maka diperlukan nilai *Reynolds number*. Dengan mengetahui kondisi suatu aliran (turbulen atau laminar) selanjutnya dapat diperoleh korelasi yang tepat untuk menghitung perpindahan panas yang terjadi.

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} \dots \dots \dots (2.23)$$

Bila *Reynolds number* memiliki nilai kurang dari 2300 maka aliran tersebut adalah aliran laminar. Sedangkan jika aliran memiliki nilai *Reynolds number* lebih dari 2300 maka merupakan aliran turbulen.

Perpindahan panas yang terjadi pada aliran internal dapat dilihat pada dua kondisi yaitu saat fluks permukaan konstan dan pada saat temperatur permukaan konstan. Pada aliran internal yang melalui *circular tube* dengan *uniform surface heat flux* dan

*fully developed condition* (laminer) maka nilai *Nusselt number* konstan. Nilai *Nusselt number* tidak bergantung pada *Re*, *Pr*, dan *axial location*. *Nusselt number* untuk aliran laminar dapat diperoleh dengan persamaan :

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (q'' \text{ konstan}) \quad \dots\dots\dots (2.24)$$

$$Nu_D = 3.66 \quad (T_s \text{ konstan}) \quad \dots\dots\dots (2.25)$$

Untuk mencari nilai *Nusselt number* pada aliran turbulen (*fully developed*) pada *circular tube* digunakan persamaan *Dittus-Boelter*. Persamaan ini memperhatikan jenis perpindahan yang terjadi apakah itu pendinginan atau pemanasan. Persamaan *Dittus-Boelter* adalah sebagai berikut :

$$Nu_D = 0.023Re_D^{4/5}Pr^n \dots\dots\dots (2.26)$$

Dengan korelasi

$$\begin{aligned} 0.6 &\leq Pr \leq 160 \\ Re_D &\geq 10,000 \\ \frac{L}{D} &\geq 10 \end{aligned}$$

Keterangan :

$Nu_D$  = Nusselt number  
 $Re_D$  = Reynold number  
 $Pr$  = Prandtl number

Jika perpindahan panas yang terjadi merupakan pemanasan maka nilai  $n = 0.4$ . Jika perpindahan panas yang terjadi merupakan pendinginan maka nilai  $n = 0.3$ .

### 2.3.4. Overall Heat Transfer Coefficient

Bagian yang paling penting pada analisis *heat exchanger* merupakan koefisien perpindahan panas rata-rata. Nilai koefisien ini diperoleh dengan menghitung total hambatan

panas yang mempengaruhi perpindahan panas antara dua fluida (*tube side* dan *shell side*). Nilai hambatan panas ditentukan dengan menghitung konduksi dan konveksi kedua fluida yang dipisahkan oleh tube.

Untuk mencari *overall heat transfer coefficient* digunakan rumus sebagai berikut :

$$U = \frac{1}{\frac{do.1}{di.hi} + \frac{\ln\left(\frac{do}{di}\right)}{\pi.2.k.L} + \frac{1}{ho}} \dots\dots\dots (2.27)$$

$$U = \frac{1}{\frac{do.1}{di.hi} + R + \frac{1}{ho}} \dots\dots\dots (2.28)$$

Keterangan :

- U = overall heat transfer coefficient
- hi = koefisien konveksi akibat aliran di dalam *tube*
- ho = koefisien konveksi akibat aliran di sisi *shell*
- k = koefisien konduksi tube

Setelah *heat overall heat transfer coefficient* diperoleh maka dapat dicari total *heat transfer* yang dialami fluida dengan menggunakan metode LMTD.

**2.3.5. Analisis Perpindahan Panas Metode LMTD**

Untuk melakukan perancangan dan menghitung performa sebuah *heat exchanger* maka diperlukan data tentang besarnya kapasitas fluida masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas, luas permukaan perpindahan panas, dan beberapa data tambahan.

Dengan menggunakan metode LMTD (*log mean temperature difference*) dapat diperoleh nilai laju perpindahan panas. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$q = UA\Delta T_{LMTD,CF} \dots\dots\dots (2.29)$$

$$\Delta T_{LMTD,CF} = \Delta T_{LMTD} \times F \dots \dots \dots (2.30)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[ \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right]} \dots \dots (2.31)$$

$$A = \pi \times do \times L \dots \dots \dots (2.32)$$

Keterangan :

- q = laju perpindahan panas
- A = luas permukaan daerah perpindahan panas
- $\Delta T_{LMTD}$  = *log mean temperature difference*
- $T_{h,i}$  = temperatur masuk fluida panas
- $T_{h,o}$  = temperatur keluar fluida panas
- $T_{c,i}$  = temperatur masuk fluida dingin
- $T_{c,o}$  = temperature keluar fluida dingin
- do = diameter luar *tube*
- L = panjang *tube*
- F = faktor koreksi

Faktor koreksi dapat diperoleh pada gambar 11.10 buku *Fundamental of Heat and Mass Transfer Third Edition* karangan Frank P. Incropera dan David P. De Witt.

Properties fluida dapat diperoleh dari spesifikasi desain *heat exchanger*. Dengan temperatur, koefisien perpindahan panas, LMTD, dan luas permukaan perpindahan panas maka dapat diketahui laju perpindahan panas yang terjadi pada suatu *heat exchanger*.

### 2.3.6. NTU-Heat Exchanger Effectiveness

Secara sederhana, analisis mengenai *heat exchanger* dapat menggunakan metode *log mean temperature difference* (LMTD). Namun, analisis tersebut bergantung pada adanya data tentang temperatur inlet dan temperatur outlet. Namun jika temperatur inlet saja yang diketahui, maka metode LMTD

memerlukan prosedur iterasi yang rumit. Dengan keadaan demikian maka digunakan metode NTU-*effectiveness*.

Untuk menentukan efektifitas dari sebuah *heat exchanger*, maka langkah pertama yang perlu dilakukan adalah menentukan nilai dari laju perpindahan panas maksimal yang dapat dicapai ( $q_{max}$ ).

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,o}) \dots \dots \dots (2.33)$$

Nilai  $C_{min}$  diperoleh dengan membandingkan antara nilai  $C_c$  dan  $C_h$ . Nilai yang terkecil diantara kedua nilai tersebut digunakan sebagai  $C_{min}$ . Nilai  $C_c$  dan  $C_h$  dapat diperoleh dengan mengalikan *mass flow rate* fluida dengan  $C_p$  tiap fluida.

Setelah mendapatkan nilai laju perpindahan panas maksimal yang dapat dicapai maka nilai efektifitas *heat exchanger* dapat diperoleh dengan membandingkan laju perpindahan panas aktual dengan laju perpindahan panas maksimal.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots \dots \dots (2.34)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \dots \dots \dots (2.35)$$

Keterangan :

- $\varepsilon$  = *effectiveness* dari *heat exchanger*
- $q$  = laju perpindahan panas aktual yang terjadi
- $q_{max}$  = laju perpindahan panas maksimal yang dapat terjadi
- $C_c$  = *specific heat capacity* untuk fluida dingin
- $C_h$  = *specific heat capacity* untuk fluida panas
- $C_{min}$  = *specific heat capacity* paling kecil

Pada beberapa permasalahan, nilai temperatur outlet tidak dapat diperoleh sehingga untuk melakukan analisis

efektifitas *heat exchanger* digunakan *dimensionless parameter* yaitu *number of transfer unit* (NTU).

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.36)$$

Dengan menggunakan *dimensionless parameter* (NTU) maka efektifitas dari *heat exchanger* tipe *shell and tube* dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp \left[ -(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[ -(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1} \dots (2.37)$$

Persamaan ini menggunakan variabel *heat capacity ratio* ( $C_r$ ) yaitu permbagian antara  $C_{min}$  dengan  $C_{max}$ . Dengan menggunakan persamaan ini, dapat diperoleh efektifitas dari sebuah *heat exchanger*.

Halaman ini sengaja dikosongkan



### BAB III METODOLOGI

Analisis performa *low pressure heater* pada tugas akhir ini menggunakan analisis perpindahan panas. *Low Pressure Heater 2* merupakan salah satu *heat exchanger* yang memiliki fungsi untuk meningkatkan performa dan efisiensi pembangkit listrik tenaga uap unit 3 yang berada di PJB Unit Pembangkitan Gresik. *Low Pressure Heater 2* menggunakan steam ekstraksi dari *low pressure turbine*.

#### 3.1. Low Pressure Heater 2 PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

Tugas akhir ini menggunakan data desain *low pressure heater* nomor 2 Pembangkit Listrik Tenaga Uap Unit 3 PT. PJB UP Gresik sebagai dasar perhitungan dan analisis. Data desain LPH 2 diperoleh dari beberapa sumber yaitu “*Operation and Maintenance Manual Operator*”, “*Perencanaan dan Pengendalian Operasi PLTU 3*”, “*Control Room*”, dan “*Operation and Maintenance Manual PLTU 3 - 4*”.

Pada PLTU Unit 3 memiliki empat *low pressure heater*, Pemanas air umpan tekanan rendah mendapatkan uap dari hasil ekstraksi uap *low pressure turbine*. Pemanas air umpan *boiler* memiliki memiliki fungsi untuk menurunkan beban kerja *boiler* dan meningkatkan efisiensi unit secara keseluruhan. Air umpan *boiler* yang telah dipanaskan terlebih dahulu dapat menurunkan potensi terjadinya *shock temperature* pada material *boiler* akibat perbedaan temperatur antara air umpan boiler dengan temperatur kerja *boiler* yang sangat tinggi (500°C).

**Tabel 3.1 Data Design Low Pressure Heater 2 Unit 3**

| Calculation Sheet |       |         |
|-------------------|-------|---------|
| Heating Steam     |       |         |
| Quantity          | 4.12  | kg/s    |
| Pressure          | 1.224 | bar     |
| Inlet Enthalpy    | 658.6 | kcal/kg |
| T sat             | 378.4 | K       |

|                                  |         |           |
|----------------------------------|---------|-----------|
| Enthalpy Sat Water               | 105.4   | kcal/kg   |
| Condensate                       |         |           |
| Outlet Temperatur                | 375.6   | K         |
| Inlet Temperatur                 | 358     | K         |
| Temperatur Rise                  | 290.6   | K         |
| Outlet Enthalpy                  | 102.7   | kcal/kg   |
| Inlet Enthalpy                   | 85      | kcal/kg   |
| Mean Specific Heat               | 1000    | kcal/kg C |
| Quantity                         | 166.76  | kg/s      |
| Drain From no 3 LP Heater        |         |           |
| Temperatur                       | 381.2   | K         |
| Enthalpy                         | 108.4   | kcal/kg   |
| Drain Flowchart                  |         |           |
| Temperatur                       | 363.6   | K         |
| Enthalpy                         | 90.6    | kcal/kg   |
| Condensate outlet                | 359.39  | K         |
| Tube                             |         |           |
| Material                         | C6871T  |           |
| Outside Diameter                 | 0.01588 | mm        |
| Inside Diameter                  | 0.01488 | mm        |
| Nominal Thickness                | 0.001   | mm        |
| Mean Thickness                   | 0.001   | mm        |
| Number                           | 449     |           |
| Jumlah Jajaran                   | 70      |           |
| Luas permukaan                   |         |           |
| A Condensing                     | 219.7   | m2        |
| A Drain Cooling                  | 40.3    | m2        |
| Tube material Composition C6871T |         |           |

|            |               |   |
|------------|---------------|---|
| Cu         | 76 – 79       | Copper<br>cartridge<br>brass<br>70% Cu,<br>30% Zn |
| Zn         | Rem           |   |
| Pb         | 0.05<br>max   |   |
| Fe         | 0.05<br>max   |   |
| Sn, Ni, Mn | None          |   |
| Al         | a.8 - 2.5     |   |
| As         | 0.2 -<br>0.06 |   |
| Si         | 0.2 - 0.5     |   |

### 3.2. Alur Pelaksanaan Penelitian

Tugas akhir tentang perhitungan performa *low pressure feedwater heater* dalam hal perpindahan memiliki beberapa tahap proses pengerjaan. Pada awal proses, penulis melakukan studi literatur tentang *low pressure feedwater heater* yang merupakan salah satu jenis dari *shell and tube heat exchanger*. Dengan melakukan studi literatur terhadap *low pressure feedwater heater* penulis kemudian menentukan materi analisis yang diminati oleh penulis.

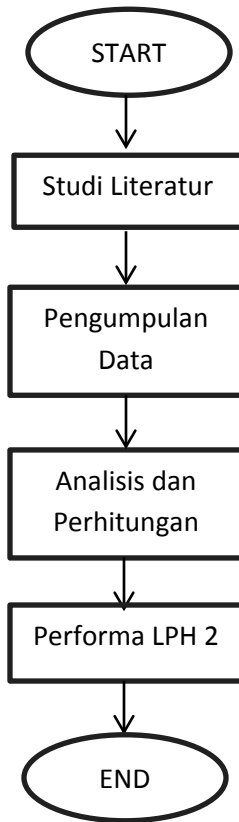
Penulis mengambil tema tentang analisis performance *low pressure feedwater heater* , Proses analisis membutuhkan data-data guna mendapatkan hasil performa *feedwater heater*. Setelah studi literatur mengenai *low pressure feedwater heater* selesai, penulis kemudian mulai melakukan pengambilan data spesifikasi *low pressure feedwater heater* dan data pendukung pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik.

Data yang terkumpul digunakan untuk melakukan analisis performa *low pressure feedwater heater*. Analisis dilakukan dengan melakukan perhitungan secara perpindahan panas terkait Koefisien Koveksi pada sisi tube dan shell, serta Koefisien konduksinya, NTU dan Effectiveness pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik. Hasil analisis kemudian diambil kesimpulan dan

dijadikan sebagai saran dalam proses *maintenance* dan operasi LPH nomor 2 pada PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik

Untuk menganalisis permasalahan yang ada penulis mencari informasi serta berdiskusi dengan mentor ataupun pihak-pihak yang bersangkutan yang sekiranya mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan.

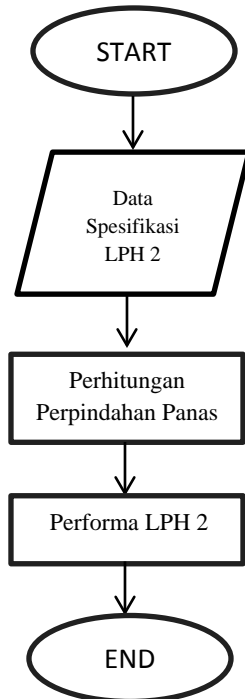
Sebagai penunjang penulis dalam menyelesaikan tugas akhir perlu adanya beberapa data pendukung yaitu dari *textbook* untuk membantu dalam menentukan langkah – langkah perhitungan yaitu diambil dari “*Fundamental Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> Edition*”



*Gambar 3.1 Diagram Alir Alur Pelaksanaan Penelitian*

### 3.3. Proses Perhitungan

Dalam tugas akhir ini terdapat beberapa perhitungan yang dilakukan. Perhitungan tersebut diantaranya perhitungan perpindahan panas. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan data desain spesifikasi LPH 2 PLTU Unit 3 PT. PJB UP Gresik



*Gambar 3.2 Diagram Alir Proses Perhitungan*

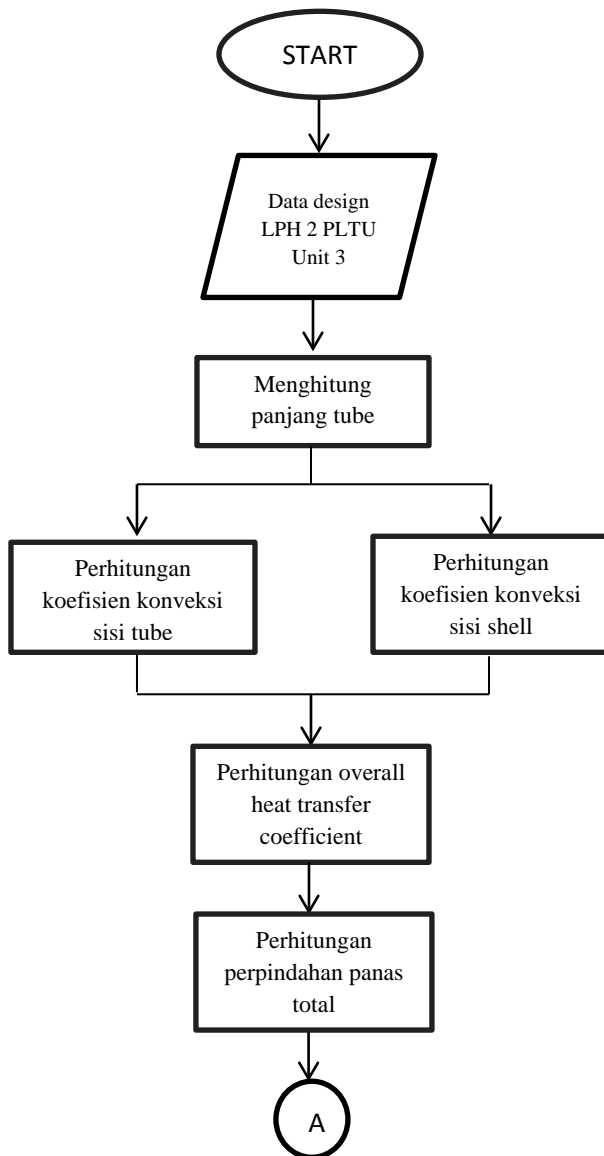
### 3.4. Perhitungan Perpindahan Panas

Data desain *low pressure feedwater heater* yang diperoleh pada proses pengumpulan data digunakan dalam proses-proses perhitungan. Dalam perhitungan perpindahan panas pada LPH 2 dilakukan terlebih dahulu perhitungan panjang *tube* untuk tiap-tiap zona. Panjang tube dapat diperoleh dengan cara membagi luas area perpindahan panas dengan luas alas *cross-section tube*. Perhitungan ini dilakukan dengan dimensi masing-masing *tube* tiap zona.

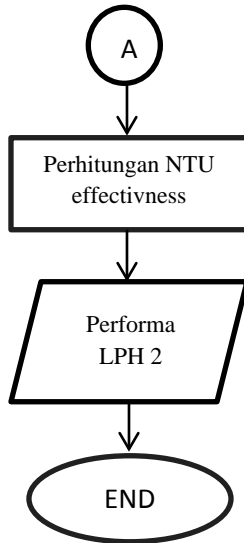
Perhitungan kemudian dilanjutkan dengan menghitung koefisien konveksi sisi *tube* dan koefisien konveksi sisi *shell*. Perhitungan koefisien konveksi sisi *tube* menggunakan *feedwater* sebagai fluida kerja sedangkan perhitungan koefisien konveksi sisi *shell* menggunakan *steam* ekstraksi *low pressure turbine* sebagai fluida kerja. Perhitungan koefisien konveksi dilakukan dengan menghitung koefisien konveksi untuk masing-masing zona baik itu sisi *tube* maupun sisi *shell*.

Data hasil perhitungan koefisien konveksi sisi *tube* dan sisi *shell* kemudian digunakan dalam perhitungan *overall heat transfer coefficient*. Dalam perhitungan ini diperlukan data tentang koefisien konduksi yang dimiliki material *tube*. Koefisien konduksi diambil dari *calculation sheet* desain LPH 2 yang memiliki nomor seri TZ-1003. Dengan adanya nilai koefisien konveksi sisi *tube*, koefisien konveksi sisi *shell*, dan koefisien konduksi *tube* maka perhitungan *overall heat transfer coefficient* dapat dilakukan.

Dengan menggunakan *overall heat transfer coefficient*, data temperature, dan dimensi LPH 2 dapat dihitung nilai perpindahan panas total (MWatt). Setelah melakukan perhitungan perpindahan panas total dilakukan perhitungan NTU dan *effectiveness*. Dengan hasil perhitungan ini dapat diperoleh data performa perpindahan panas LPH 2 yang kemudian dapat dianalisis performa *low pressure feedwater heater*.







*Gambar 3.3 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas*

### 3.4.1. Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi Tube

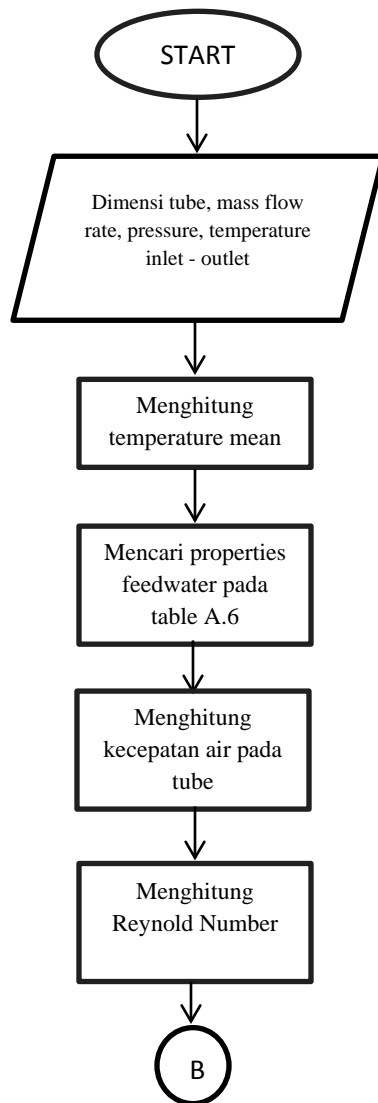
*Feedwater* mengalir melewati *tube* dipanaskan oleh steam yang mengalir pada sisi *shell*. Untuk mendapatkan nilai perpindahan panas yang terjadi maka perlu dihitung terlebih dahulu koefisien konveksi sisi *tube*. Pada perhitungan koefisien konveksi sisi *tube* diperlukan data-data terkait dengan fluida kerja dan dimensi *tube*.

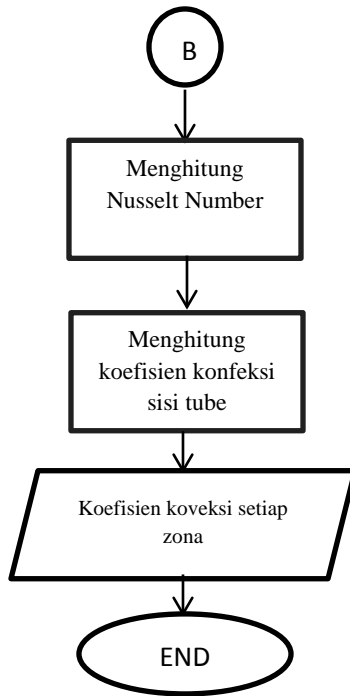
Dimensi *tube* diperoleh dari *calculation sheet* desain LPH 2 nomor TZ-1003. Dari *calculation sheet* tersebut diperoleh pula temperatur kerja dari tiap zona baik pada sisi *shell* maupun sisi *tube*. Data temperature kerja tiap zona digunakan untuk menentukan temperatur mean tiap zona.

Dengan menggunakan *temperature mean*, dapat diperoleh nilai massa jenis, viskositas, Prandtl number, dan konduktifitas termal fluida. Data tersebut diambil pada tabel A.6. buku “*Fundamental of Heat and Mass Transfer, Seventh Edition*” karangan Frank P. Incropera dan David P. Dewitt. Setelah seluruh data properties diperoleh maka dilakukan perhitungan kecepatan *feedwater heater* di dalam *tube* untuk tiap-tiap zona.

Kecepatan aliran *feedwater heater* untuk tiap zona akan berbeda akibat perbedaan *temperature mean* dan massa jenis yang ada untuk tiap-tiap zona. Kecepatan aliran *feedwater* kemudian digunakan dalam menentukan *Reynolds number* untuk tiap-tiap zona. Nilai *Reynolds number* memiliki pengaruh yang sangat besar pada nilai koefisien konveksi yang terjadi.

Proses perhitungan selanjutnya adalah melakukan perhitungan *Nusselt number* menggunakan data *Reynolds Number* dan *Prandtl Number*. Setelah *Nusselt number* diperoleh barulah kemudian dihitung koefisien konveksi sisi *tube* dengan menggunakan data konduktifitas termal fluida dan diameter dalam fluida.





**Gambar 3.4** Diagram Alir Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi Tube

### 3.4.2. Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi Shell

Koefisien konveksi sisi *shell* menggunakan perhitungan yang lebih panjang daripada koefisien konveksi yang berada pada sisi *tube*. Pada sisi *shell* terjadi perpindahan panas tanpa perubahan fase *drain cooling* dan perpindahan panas disertai dengan perubahan fase pada zona *condensing*.

Perhitungan koefisien konveksi sisi *shell* yang dilakukan pada zona *drain cooling* hampir sama dengan perhitungan pada sisi *tube*. Namun dilakukan terlebih dahulu penentuan kecepatan maksimal fluida yang terjadi pada *shell*.

Perhitungan koefisien konveksi sisi *shell* pada zona *drain cooling* diawali dengan menentukan *temperature mean* fluida yang ada pada *shell*. Pada zona *drain cooling* fluida dalam bentuk *liquid* (water). Properties fluida cair diambil dari tabel A.6. buku “*Fundamental of Heat and Mass Transfer, Seventh Edition*” karangan Frank P. Incropera dan David P. Dewitt.

Perhitungan dilanjutkan dengan menghitung kecepatan fluida di dalam *shell* dengan menggunakan data laju aliran massa, massa jenis, dan dimensi *shell*. Sebelum menghitung kecepatan maksimal fluida maka perlu dicari titik kecepatan maksimal terjadi. Cara perhitungan kecepatan maksimal bergantung pada lokasi dimana kecepatan maksimal terjadi. Kecepatan maksimal dapat terjadi pada titik A1 maupun A2.

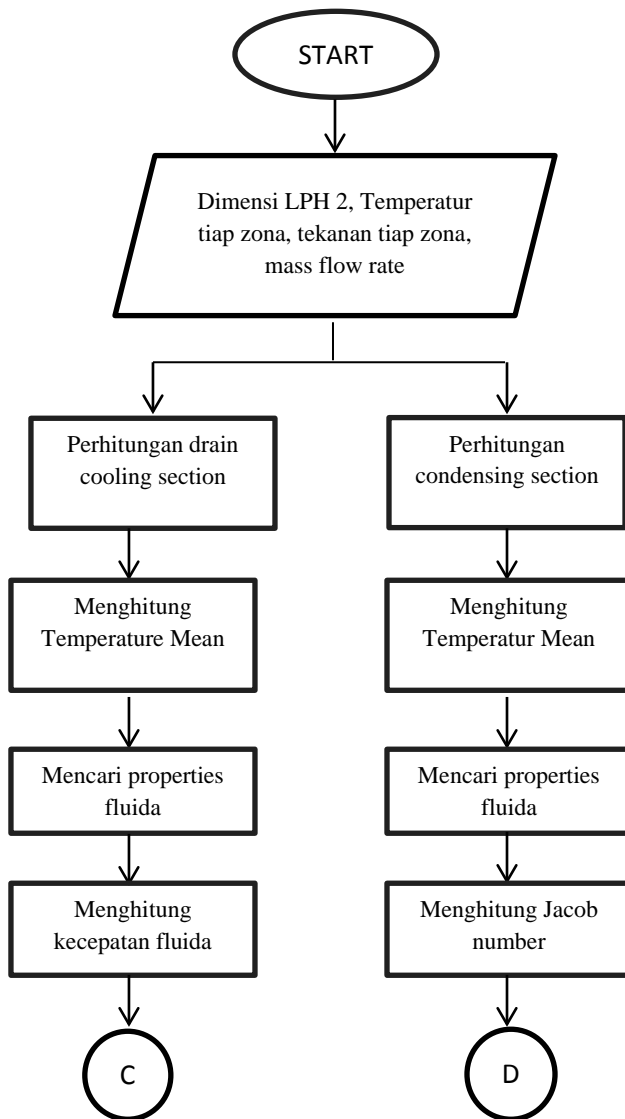
Kecepatan maksimal yang terjadi pada sisi *shell* kemudian digunakan untuk menghitung nilai *Reynolds number* maksimal. *Reynolds number* yang diperoleh kemudian dibandingkan dengan korelasi-korelasi yang terdapat pada tabel 7.5. buku “*Fundamental of Heat and Mass Transfer, Seventh Edition*” karangan Frank P. Incropera dan David P. Dewitt. Dari korelasi-korelasi yang terdapat pada tabel tersebut dipilih persamaan *Nusselt number* dimana nilai *Reynolds number* dan Susunan pipa yang paling sesuai. Sama seperti pada sisi *tube*, *Nusselt number* kemudian digunakan untuk menghitung koefisien konveksi sisi *shell*.

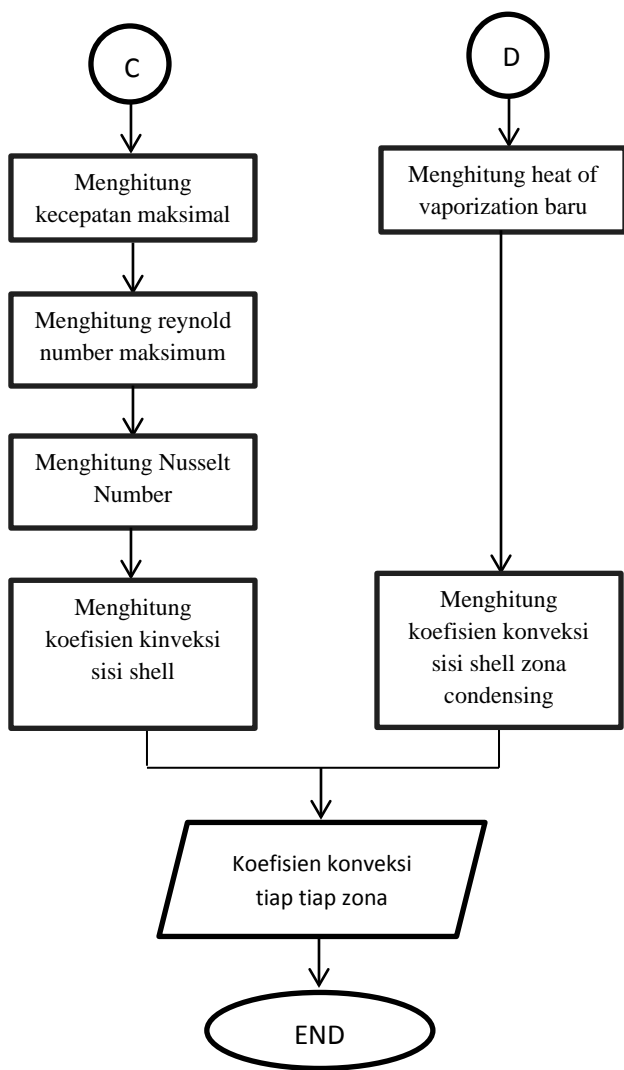
Perhitungan koefisien konveksi untuk zona *condensing* menggunakan metode yang berbeda. Pada permulaan dilakukan perhitungan *temperature mean* dan kemudian dilakukan

pengambilan properties pada tabel A.6. Dengan data yang diperoleh, perhitungan dilanjutkan dengan menghitung *Jacobs number*.

Untuk menentukan koefisien konveksi zona *condensing*, *Jacob number* digunakan untuk menghitung nilai *heat of vaporization* baru yang kemudian dimasukkan dalam persamaan koefisien konveksi zona *condensing*. Pada langkah ini akan didapat nilai koefisien konveksi zona *condensing* sisi *shell*.

Pada akhir proses perhitungan koefisien konveksi sisi *shell* akan diperoleh nilai koefisien konveksi sisi *shell* tiap-tiap zona. Dengan koefisien konveksi sisi *shell* dan *tube* yang telah diperoleh, perhitungan dapat diteruskan menuju proses perhitungan perpindahan panas total.





*Gambar 3.5 Diagram Alir Perhitungan Koefisien Konveksi sisi Shell*



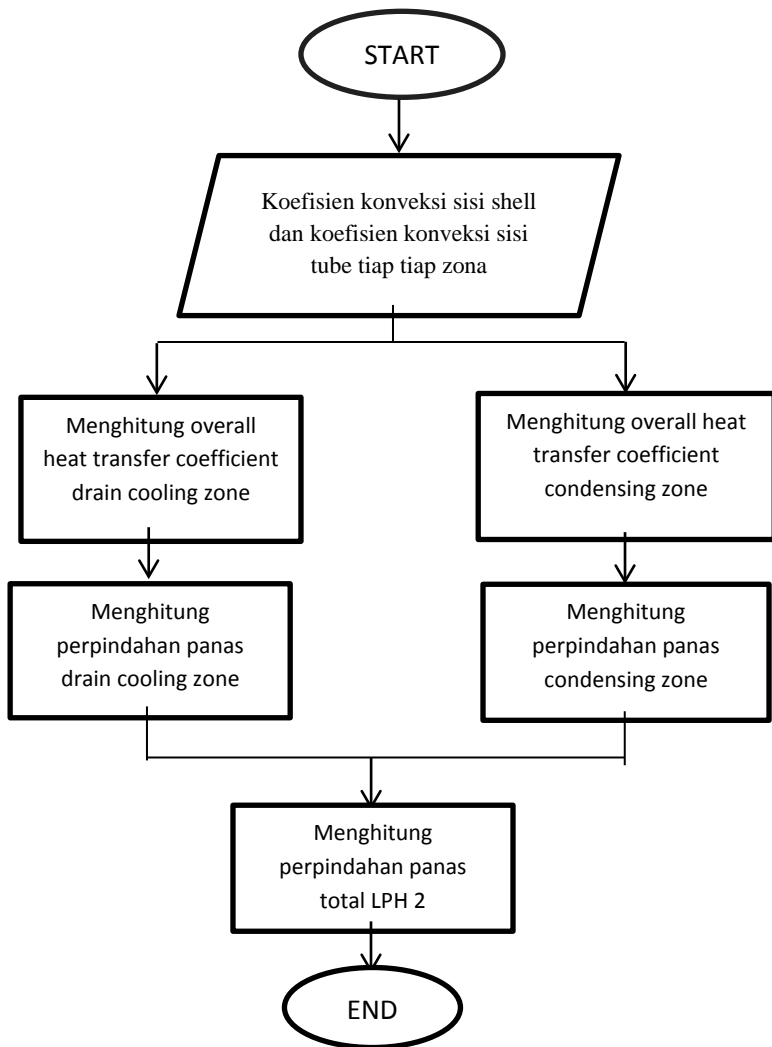
### 3.4.3. Perhitungan Perpindahan Panas Total

Pada langkah ini diperlukan beberapa data untuk dilakukan perhitungan. Data-data yang harus terkumpul untuk melakukan perhitungan perpindahan panas total adalah sebagai berikut :

- Koefisien konveksi sisi *tube* masing-masing zona
- Koefisien konveksi sisi *shell* masing-masing zona
- Koefisien konduksi *tube*
- Panjang *tube* masing-masing zona
- Data temperatur kerja tiap-tiap zona

Dengan menggunakan data dimensi *tube* dan panjang *tube* tiap-tiap zona dilakukan perhitungan luas area perpindahan panas. Pada proses selanjutnya koefisien konveksi sisi *tube*, koefisien konveksi sisi *shell*, dan koefisien konduksi *tube* digunakan untuk menentukan *overall heat transfer coefficient*. Koefisien konveksi sisi *tube* diolah terlebih dahulu dengan menggunakan nilai perbandingan diameter dalam dan diameter luar *tube*.

Setelah menghitung *overall heat transfer coefficient* kemudian dilakukan perhitungan *log mean temperature difference* (LMTD). Perhitungan ini dilakukan pada tiap-tiap zona dengan menggunakan temperatur kerja masing-masing zona. Perhitungan perpindahan panas untuk masing-masing zona dapat dilakukan setelah nilai *overall heat transfer coefficient*, *log mean temperature difference*, dan luas area perpindahan panas untuk masing-masing zona telah diperoleh. Nilai perpindahan panas total pada *low pressure feedwater heater* diperoleh dengan menjumlahkan nilai perpindahan panas pada zona *condensing*, dan *drain cooling*.



*Gambar 3.6 Diagram Alir Perhitungan Perpindahan Panas Total*

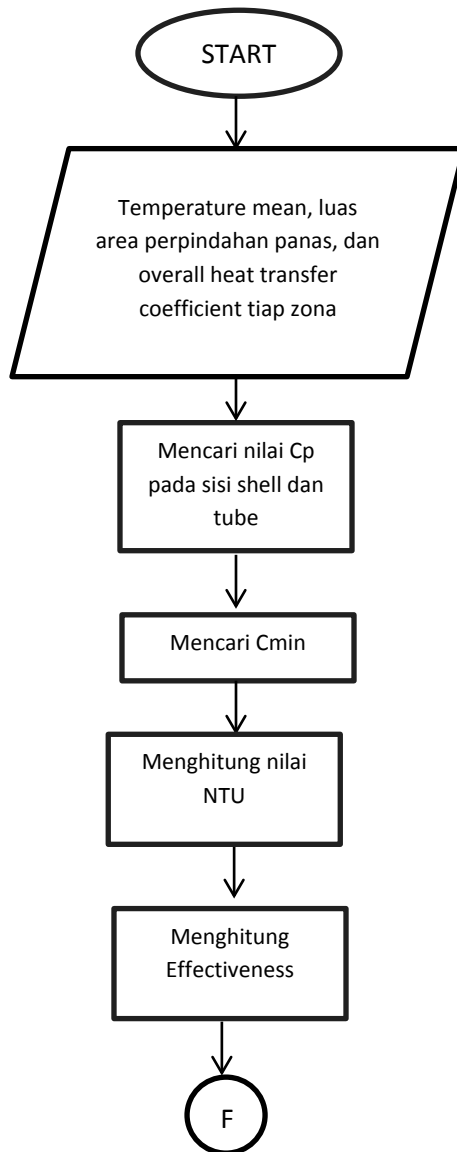
### 3.4.4. Perhitungan NTU-Effectiveness

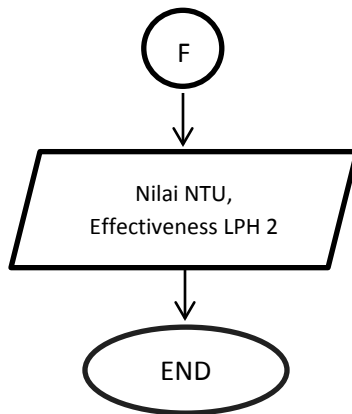
NTU merupakan parameter tanpa dimensi yang menunjukkan laju perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*. Pada sebagian besar *heat exchanger*, semakin besar nilai NTU maka semakin baik performa *heat exchanger* tersebut. Untuk menghitung NTU pada *low pressure feedwater heater* nomor 8 maka perlu diketahui nilai *overall heat transfer coefficient*, luas area perpindahan panas, dan *temperature mean* pada tiap-tiap zona.

*Temperature mean* tiap tiap zona (sisi *shell* dan sisi *tube*) digunakan untuk menentukan  $C_{min}$  yang digunakan untuk menghitung nilai NTU.  $C_{min}$  merupakan salah satu nilai  $C_p$  dikali *mass flow rate* antara *feedwater* dan *heating steam* yang terendah. Jika setelah dibandingkan nilai  $C_p$  dikali *mass flow rate* ( $C_c$ ) pada *feedwater* merupakan yang terendah maka nilai  $C_c$  tersebut digunakan sebagai  $C_{min}$ . Jika setelah dibandingkan nilai  $C_p$  dikali *mass flow rate* ( $C_h$ ) pada *heating steam* merupakan yang terendah maka nilai  $C_h$  *heating steam* digunakan sebagai  $C_{min}$ . Setelah nilai  $C_{min}$  tiap-tiap zona diperoleh barulah dapat dihitung nilai NTU untuk tiap-tiap zona.

$C_p$  tiap-tiap zona juga digunakan sebagai variabel dalam menghitung *effectiveness low pressure feedwater heater*. Jika nilai yang terendah dijadikan sebagai  $C_{min}$  maka nilai yang tertinggi dijadikan sebagai  $C_{max}$ .  $C_{min}$  dan  $C_{max}$  kemudian digunakan untuk menentukan *heat capacity ratio* ( $Cr$ ).

NTU dan  $Cr$  merupakan variabel yang digunakan dalam perhitungan untuk mengetahui nilai *effectiveness high pressure feedwater heater*. NTU dan  $Cr$  dimasukkan ke dalam persamaan yang sesuai dengan tipe *heat exchanger*. Persamaan dapat dilihat pada tabel 11.3. dan 11.4. pada buku "*Fundamental of Heat and Mass Transfer, Seventh Edition*" karangan Frank P. Incropera dan David P. Dewitt.



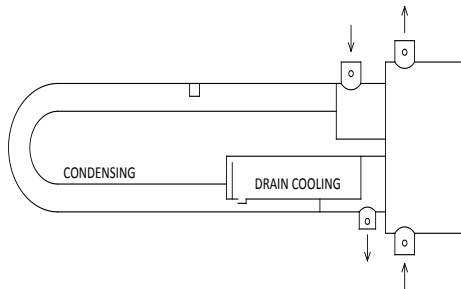


*Gambar 3.7 Diagram Alir Perhitungan NTU Effectiveness*

Halaman ini sengaja dikosongkan

## BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan membahas perhitungan mengenai analisa perpindahan panas untuk mengetahui laju perpindahan panas dan effektivitas . Data yang digunakan dalam perhitungan adalah data spesifikasi *low pressure heater*.



**Gambar 4.1** *Low Pressure Heater*

Data spesifikasi diambil dari desain *low pressure heater* yang mampu menghasilkan performa secara maksimum.. Untuk melakukan analisis maka diperlukan data-data properties dari *heating steam* dan *feedwater*. Dari *calculation sheet* desain TZ – 1003 maka diperoleh data-data sebagai berikut:

**Tabel 4.1** *Data Properties LPH 2*

| Calculation Sheet  |       |         |
|--------------------|-------|---------|
| Heating Steam      |       |         |
| Quantity           | 4.12  | kg/s    |
| Pressure           | 1.224 | bar     |
| Inlet Enthalpy     | 658.6 | kcal/kg |
| T sat              | 378.4 | K       |
| Enthalpy Sat Water | 105.4 | kcal/kg |
| Condensate         |       |         |
| Outlet Temperatur  | 375.6 | K       |

|   |         |           |
|---|---------|-----------|
| <b>Inlet Temperatur</b>                 | 358     | K         |
| <b>Temperatur Rise</b>                  | 290.6   | K         |
| <b>Outlet Enthalpy</b>                  | 102.7   | kcal/kg   |
| <b>Inlet Enthalpy</b>                   | 85      | kcal/kg   |
| <b>Mean Specific Heat</b>               | 1000    | kcal/kg   |
|   |         | C         |
| <b>Quantity</b>                         | 166.76  | kg/s      |
| <b>Drain From no 3 LP Heater</b>        |         |           |
| <b>Temperatur</b>                       | 381.2   | K         |
| <b>Enthalpy</b>                         | 108.4   | kcal/kg   |
| <b>Drain Flowchart</b>                  |         |           |
| <b>Temperatur</b>                       | 363.6   | K         |
| <b>Enthalpy</b>                         | 90.6    | kcal/kg   |
| <b>Condensate outlet</b>                | 359.39  | K         |
| <b>Tube</b>                             |         |           |
| <b>Material</b>                         | C6871T  |           |
| <b>Outside Diameter</b>                 | 0.01588 | M         |
| <b>Inside Diameter</b>                  | 0.01488 | M         |
| <b>Nominal Thickness</b>                | 0.001   | M         |
| <b>Mean Thickness</b>                   | 0.001   | M         |
| <b>Number</b>                           | 449     |           |
| <b>Jumlah Jajaran</b>                   | 70      |           |
| <b>Luas permukaan</b>                   |         |           |
| <b>A Condensing</b>                     | 219.7   | m2        |
| <b>A Drain Cooling</b>                  | 40.3    | m2        |
| <b>Tube material Composition C6871T</b> |         |           |
| <b>Cu</b>                               | 76 - 79 | Copper    |
| <b>Zn</b>                               | Rem     | cartridge |
| <b>Pb</b>                               | 0.05    | brass     |
|   | max     | 70% Cu,   |
| <b>Fe</b>                               | 0.05    | 30% Zn    |



|                   |               |
|-------------------|---------------|
|                   | max           |
| <b>Sn, Ni, Mn</b> | none          |
| <b>Al</b>         | 1.8 -<br>2.5  |
| <b>As</b>         | 0.2 -<br>0.06 |
| <b>Si</b>         | 0.2 -<br>0.5  |

Dengan menggunakan data-data desain tersebut kemudian dilakukan perhitungan performa LPH 2 PLTU Unit 3 PT.PJB UP Gresik. Dari luas area perpindahan panas ( $A$ ), jumlah *tube* ( $nt$ ), dan diameter luar *tube* ( $do$ ) yang terdapat pada data desain maka dapat diperoleh panjang *tube* untuk tiap-tiap zona. Panjang *tube* tiap zona yaitu :

- *Zona Condensing*

$$L_{cond} = \frac{A_{cond}}{\pi \times do \times nt}$$

$$L_{cond} = \frac{219.7 \text{ m}^2}{\pi \times 0.01588 \text{ m} \times 449}$$

$$L_{cond} = 9.804119 \text{ m}$$

- *Zona Drain Cooling*

$$L_{drain} = \frac{A_{drain}}{\pi \times do \times nt}$$

$$L_{drain} = \frac{40.3 \text{ m}^2}{\pi \times 0.01588 \text{ m} \times 449}$$

$$L_{drain} = 1.798389 \text{ m}$$

Dari perhitungan ini diperoleh nilai yang menunjukkan bahwa zona *condensing* merupakan daerah yang memiliki panjang *tube* dengan nilai paling besar. Sedangkan daerah *drain cooling* merupakan zona yang paling pendek daerahnya.

Selain nilai panjang *tube* untuk tiap zona, diperlukan juga nilai faktor koreksi LMTD untuk melakukan perhitungan perpindahan panas total. Faktor koreksi untuk tiap zona diperoleh dengan cara sebagai berikut :

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \qquad P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i}$$

Setelah nilai R dan P diperoleh kemudian nilai factor koreksi LMTD (F) dapat dicari pada grafik 11.10 buku “*Fundamental of Heat and Mass Transfer Third Edition*”.

**Tabel 4.2 Faktor Koreksi LMTD**

| Faktor Koreksi LMTD |   |             |
|---------------------|---|-------------|
| Condensing          | R | 0           |
|                     | P | 0.851930196 |
| Drain Cooling       | R | 9.932885906 |
|                     | P | 0.073039216 |
| F = 1               |   |             |

Dengan nilai factor koreksi LMTD = 1 untuk seluruh zona maka nilai factor koreksi dapat diabaikan.

#### **4.1. Koefisien Konveksi Sisi Tube**

Untuk memperoleh nilai koefisien konveksi diperlukan berbagai properties seperti massa jenis, Pr number, koefisien konduksi, dan properties yang lain yang seluruhnya diambil pada *temperature mean* untuk tiap zona. *Temperature mean* dapat diperoleh dengan mencari temperature rata-rata antara fluida masuk dengan fluida keluar. Dari *calculation sheet* desain TZ – 1003 diperoleh *temperature* tiap-tiap zona untuk sisi *shell* dan *tube*.

**Tabel 4.3 Data Temperatur LPH 2**

| <b>Temperatur Tiap zona (°K)</b> |                 |                  |                 |                  |
|----------------------------------|-----------------|------------------|-----------------|------------------|
| <b>Zona</b>                      | <b>Steam In</b> | <b>Steam Out</b> | <b>Water in</b> | <b>Water Out</b> |
| <b>Condensing</b>                | 378.4           | 378.4            | 359.49          | 375.6            |
| <b>Drain cooling</b>             | 378.4           | 363.6            | 358             | 359.49           |

Setelah *mean temperature* diperoleh maka nilai properties dapat dilihat pada table A.6.

a) Zona *Condensing*

*Temperature Mean (Tm)*

$$Tm = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$Tm = \frac{359.49 + 375.6}{2} = 367.54^{\circ}K$$

**Tabel 4.4 Properties Air Zona Condensing**

|            |                                    |            |       |
|------------|------------------------------------|------------|-------|
| Condensing | Tm                                 | 367.545    | K     |
|            | Data Properties T = 367.5 Tabel A6 |            |       |
|            | Vf                                 | 1.0395     | m3/kg |
|            | P                                  | 962.000962 | kg/m3 |
|            | Hfg                                | 2271.5     | kJ/kg |
|            | Cp                                 | 4.2115     |       |
|            | M                                  | 0.0002975  | Ns/m3 |
|            | K                                  | 0.678      | W/mK  |
|            | Pr                                 | 1.855      |       |
|            | Vg                                 | 2.0363     | m3/kg |

Mencari kecepatan air pada *tube*

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{166.76 \frac{kg}{s}}{962.000962 \frac{kg}{m^3}} = 0.17334702 \frac{m^3}{s}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q \times 4}{\pi \times di \times di \times nt}$$

$$= \frac{0.17334702 \times 4}{\pi \times 0.01488m \times 0.01488m \times 449}$$

$$= 2.219215 \frac{m}{s}$$

Mencari *Reynolds number*

$$Re_D = \frac{\rho \times V \times di}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{962.000962 \frac{kg}{m^3} \times 2.219215 \frac{m}{s} \times 0.01488m}{0.0002975 \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_D = 106780.2651$$

Dengan nilai  $Re \geq 10000$  ,  $0.6 \leq Pr \leq 160$  ,  $L/di \geq 10$  maka dapat digunakan persamaan :

$$Nu_d = 0.023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^{0.4}$$

$$Nu_d = 0.023 \times 106780.2651^{\frac{4}{5}} \times 1.855^{0.4}$$

$$Nu_d = 310.3546076$$

Dari nilai  $Nu_d$  yang didapat, maka dapat diperoleh nilai koefisien konveksi aliran internal dalam *tube* sebagai berikut :

$$Hi = \frac{Nu_d \times k}{di} = \frac{310.3546076 \times 0.678 \frac{W}{mK}}{0.01488 m}$$

$$Hi = 14141.15752 \frac{W}{m^2K}$$

b) Zona Drain Cooling  
Temperature Mean (Tm)

$$Tm = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2}$$

$$Tm = \frac{358 + 359.49}{2} = 358.745^\circ K$$

**Tabel 4.5 Properties Air Zona Drain Cooling**

|               |                                     |             |                    |
|---------------|-------------------------------------|-------------|--------------------|
| Drain Cooling | Tm                                  | 358.745     | K                  |
|               | Data Properties T = 358.74 Tabel A6 |             |                    |
|               | Vf                                  | 1.032       | m <sup>3</sup> /kg |
|               | P                                   | 968.9922481 | kg/m <sup>3</sup>  |
|               | Hfg                                 | 2294.2      | kJ/kg              |
|               | Cp                                  | 4.1819      |                    |
|               | M                                   | 0.00032876  | Ns/m <sup>3</sup>  |
|               | K                                   | 0.67324     | W/mK               |
|               | Pr                                  | 2.05        |                    |

Mencari kecepatan air pada tube

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{166.76 \frac{kg}{s}}{968.9922481 \frac{kg}{m^3}} = 0.17209632 \frac{m^3}{s}$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{Q \times 4}{\pi \times di \times di \times nt}$$

$$= \frac{0.17209632 \times 4}{\pi \times 0.01488 \text{ m} \times 0.01488 \text{ m} \times 449}$$

$$= 2.203204 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Mencari *Reynolds number*

$$Re_D = \frac{\rho \times V \times di}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{968.9922481 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2.203204 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.01488 \text{ m}}{0.00032876 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}$$

$$Re_D = 96627.1105$$

Dengan nilai  $Re \geq 10000$  ,  $0.6 \leq Pr \leq 160$  ,  $L/di \geq 10$  maka dapat digunakan persamaan :

$$Nu_d = 0.023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^{0.4}$$

$$Nu_d = 0.023 \times 96627.1105^{\frac{4}{5}} \times 2.05^{0.4}$$

$$Nu_d = 298.2006425$$

Dari nilai  $Nu_d$  yang didapat, maka dapat diperoleh nilai koefisien konveksi aliran internal dalam *tube* sebagai berikut :

$$Hi = \frac{Nu_d \times k}{di} = \frac{298.2006425 \times 0.67324 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0.01488 \text{ m}}$$

$$Hi = 13491.97584 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

#### 4.2. Koefisien Konveksi Sisi Shell

Pada perhitungan koefisien konveksi sisi *shell* terdapat beberapa korelasi yang berbeda untuk setiap zona. zona *drain cooling* digunakan persamaan *Zukauskas*. Sedangkan pada zona

*condensing* menggunakan hubungan antara *Jacobs number* dengan koefisien konveksi yang terjadi karena pada zona *condensing* terdapat perubahan fase dari uap jenuh menjadi cair jenuh.

a) *Zona Condensing*

Dengan Iterasi  $T_{surface}$  didapatkan = 370.94<sup>o</sup>K dengan  $T_{saturated}$  378.4 <sup>o</sup>K maka,

$$T_{film} = \frac{T_{sat} + T_{surface}}{2}$$

$$T_f = \frac{370.94+378.4}{2} = 374.67 \text{ } ^\circ\text{K}$$

dari tabel A.6 buku *Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition* diperoleh data-data properties fluida.

**Table 4.6 Properties Fluida zona Condensing**

| Data Properties $T_{film} = 374.67$ Tabel A6 |             |       |
|--|-------------|-------|
| vg   | 1.4128      | m3/kg |
| vf   | 0.00104474  | m3/kg |
| $\rho$                                       | 957.1759481 | kg/m3 |
| hfg  | 2252.858    | kJ/kg |
| Cp   | 4.219       |       |
| $\mu$  | 0.00027499  | Ns/m3 |
| k  | 0.680868    | W/mK  |
| Pr   | 1.7066      |       |
| $\rho_s$                                     | 0.70781427  | kg/m3 |

Pada kondensasi laju perpindahan panas diperoleh dengan menghitung *Jacobs number* terlebih dahulu dan kemudian menghitung  $h_{fg}$  baru.

$$Ja = \frac{Cp_l(T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$$

$$Ja = \frac{4.219 \frac{kJ}{kg^{\circ}K} (378.4 - 370.94)^{\circ}K}{2252.858 \frac{Kj}{Kg}}$$

$$= 0.0139705$$

$$h'_{fg} = h_{fg}(1 + 0.68Ja)$$

$$h'_{fg} = 2252.858 \frac{kJ}{kg} (1 + 0.68 \times 0.0139705)$$

$$= 2274.260 \frac{kJ}{kg}$$

Pada perhitungan koefisien konveksi pada zona condensing tidak digunakan persamaan  $Nu_D$ . Pada zona condensing terjadi perubahan fase dalam proses perpindahan panasnya sehingga digunakan persamaan berikut.

$$h_{o,con} = 0.729 \left( \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k h'_{fg} \times 10^3}{N \mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right)^{1/4}$$

$$h_{o,con} = 0.729 \times$$

$$\left( \frac{(9.81 \frac{m}{s^2} 957.1759481 \frac{kg}{m^3} (957.1759481 \frac{kg}{m^3} - 0.70781427 \frac{kg}{m^3})) (0.680 \frac{W}{m^{\circ}K}) 2274.26 \frac{kJ}{kg} \times 10^3}{70 \times 0.00027499 \frac{Ns}{m^2} (378.4^{\circ}K - 370.94^{\circ}K) 0.01588m} \right)^{1/4}$$

$$h_{o,con} = 6442.2126 \frac{W}{m^2K}$$

b) Zona Drain Cooling  
Temperature Mean ( $T_m$ )

$$T_m = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2}$$



$$T_m = \frac{378.4 + 363.6}{2} = 371^\circ K$$

**Tabel 4.7** *Properties Air Zona Drain Cooling*

|                                     |             |                    |
|-------------------------------------|-------------|--------------------|
| Tm                                  | 371         | K                  |
| Data Properties T = 358.74 Tabel A6 |             |                    |
| vf                                  | 1.04193     | m <sup>3</sup> /kg |
| ρ                                   | 959.7573733 | kg/m <sup>3</sup>  |
| hfg                                 | 2256.31     | kJ/kg              |
| Cp                                  | 4.2149      |                    |
| μ                                   | 0.00028582  | Ns/m <sup>3</sup>  |
| k                                   | 0.67931     | W/mK               |
| Pr                                  | 1.787       |                    |
| ρs                                  | 0.979       | kg/m <sup>3</sup>  |

Untuk menentukan nilai koefisien konveksi sisi *shell* pada zona *drain cooling* terlebih dahulu dihitung kecepatan maksimal yang dapat terjadi pada sisi *shell*. Perhitungan dilakukan dengan data yang diperoleh dari *calculation sheet* desain LPH 2.

**Tabel 4.8** *Dimensi Sisi Shell*

|    |         |   |
|----|---------|---|
| ID | 1.05    | M |
| ST | 0.02223 | M |
| SD | 0.02223 | M |
| SL | 0.01925 | M |

Mencari kecepatan air pada *shell* dengan *baffle plate*

$$Bs = \frac{L_{\text{draincooling}}}{Nb + 1} = \frac{1.7983}{8 + 1} = 0.1998$$

Mencari luasan *crossflow* akibat penambahan *baffle plate*

$$A = \frac{ID_{shell} \times B_s}{Nb + 1} = \frac{0.01488 \times 0.1988}{8 + 1} = 0.000330371$$

$$V = \frac{\dot{m}_{steam}}{\rho A} = \frac{4.12}{959.7573 \times 0.000330371} = 12.9937 \frac{m}{s}$$

Kecepatan maksimal dapat terjadi sehingga perlu dicari terlebih dahulu lokasi kecepatan maksimal terjadi.

$$\begin{aligned} 2(SD - do_{tube}) &= 12.7mm \\ ST - do_{tube} &= 6.35mm \end{aligned}$$

Dengan nilai  $2(SD - do_{tube}) > ST - do_{tube}$  maka kecepatan maksimal terjadi pada titik A<sub>2</sub> sehingga kecepatan maksimal diperoleh dengan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= \frac{ST \times V}{(ST - do_{tube})} = \frac{0.02223 \times 12.9937}{(0.02223 - 0.01588)} \\ &= 45.488 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Mencari *Reynolds number*

$$\begin{aligned} Re_{D,max} &= \frac{\rho \times V_{max} \times do_{tube}}{\mu} \\ &= \frac{959.7573733 \frac{kg}{m^3} \times 45.488 \frac{m}{s} \times 0.01588m}{0.00028582 \frac{Ns}{m^2}} \\ &= 2425600.972 \end{aligned}$$

Dengan susunan pipa *staggered*, nilai ST/SL  $\leq 2$ , dan nilai Re  $\geq 10^3$  maka dari tabel 7.5 buku *Fundamental of Heat and*

*Mass Transfer Seventh Edition* diperoleh nilai  $C_1=0.35(ST/SL)^{0.2}$  dan  $m=0.6$ . dan  $C_2 = 0.986$

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= C_1 C_2 Re_{d,max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{2}} \\
 &= 0.35(1.154805)^{0.2} \times 0.986 \times 2425600.972^{0.6} \\
 &\quad \times 1.787^{0.36} \times \left( \frac{1.787}{0.979} \right)^{\frac{1}{2}} \\
 &= 4006.582
 \end{aligned}$$

Setelah nilai  $Nu_D$  diperoleh maka dapat dihitung nilai koefisien konveksi sisi *shell* pada zona *drain cooling*.

$$\begin{aligned}
 H_{o,drain} &= \frac{Nu_D \times k}{D} \\
 &= \frac{4006.582 \times 0.679 \frac{W}{mK}}{0.01588m} \\
 &= 171392.415 \frac{W}{m^2K}
 \end{aligned}$$

### 4.3. Menghitung Perpindahan Panas Total

#### 4.3.1. Overall heat transfer coefficient

Dalam menentukan perpindahan panas yang terjadi diperlukan koefisien perpindahan panas rata-rata. Data hasil perhitungan koefisien konveksi sisi tube dan koefisien konveksi sisi shell perlu diubah menjadi koefisien perpindahan panas rata-rata tiap zona. Perhitungan koefisien perpindahan panas rata-rata adalah sebagai berikut :

*Zona Condensing*

$$\bullet \quad \frac{do}{di \times hi} = \frac{15.88mm}{14.88mm \times 14141.15752 \frac{W}{m^2K}} = 7.5468 \times 10^{-5} \frac{m^2K}{W}$$

- $R_{konduksi} = \frac{do \ln \frac{di}{do}}{2k}$

**Tabel 4.9 Data material tube**

| Tube material Composition C6871T |            |   |
|----------------------------------|------------|---|
| Cu                               | 76 – 79    | Copper<br>cartridge<br>brass 70%<br>Cu, 30%<br>Zn |
| Zn                               | Rem        |   |
| Pb                               | 0.05 max   |   |
| Fe                               | 0.05 max   |   |
| Sn, Ni, Mn                       | None       |   |
| Al                               | a.8 - 2.5  |   |
| As                               | 0.2 - 0.06 |   |
| Si                               | 0.2 - 0.5  |   |

Dari table A4 didapatkan data properties dengan  
*Temperature Surface*

$$\frac{T_{steam\ In} + T_{water\ In}}{2} = 368.2\ K$$

**Tabel 4.10 Properties Material Tube**

| Data T = 368.2 dari Tabel A4 |       |      |
|------------------------------|-------|------|
| K                            | 130.2 | W/mK |
| Cp                           | 57.24 |      |

Maka ,

$$R_{konduksi} = \frac{do \ln \frac{di}{do}}{2k} = \frac{0.01588\ m \ln \frac{0.01488\ m}{0.01588\ m}}{2130.3\ W/mK} = 3.96 \times 10^{-6}$$

- $\frac{1}{ho} = \frac{1}{6442.2126 \frac{W}{m^2 K}} = 0.000155226 \frac{m^2 K}{W}$

$$U_{cond} = \frac{1}{(7.5468 \times 10^{-5} + 3.96 \times 10^{-6} + 0.000155226)} \frac{W}{m^2 K}$$

$$= 4261.47342 \frac{W}{m^2 K}$$

*Zona drain cooling*

- $\frac{do}{di \times hi} = \frac{15.88 \text{ mm}}{14.88 \text{ mm} \times 13491.97284 \frac{W}{m^2 K}} = 7.9099 \times 10^{-5} \frac{m^2 K}{W}$
- $R_{konduksi} = 3.96 \times 10^{-6} \frac{m^2 K}{W}$
- $\frac{1}{ho} = \frac{1}{171392.415 \frac{W}{m^2 K}} = 5.834 \times 10^{-6} \frac{m^2 K}{W}$

$$U_{drain} = \frac{1}{(7.9099 \times 10^{-5} + 3.96 \times 10^{-6} + 5.834 \times 10^{-6}) m^2 K} \frac{W}{m^2 K}$$

$$= 11248.56375 \frac{W}{m^2 K}$$

#### 4.3.2. Heat Transfer Total

Heat transfer total merupakan penjumlahan seluruh perpindahan panas yang ada pada setiap zona. Untuk menentukan perpindahan panas total maka perlu dihitung terlebih dahulu perpindahan panas untuk setiap zona. Perpindahan panas setiap zona adalah sebagai berikut :

Dengan  $F=1$  untuk tiap zona maka

$$\Delta T_{LM} \times F = \Delta T_{LM,CF}$$

$$\Delta T_{LM} \times 1 = \Delta T_{LM,CF}$$

$$\Delta T_{LM} = \Delta T_{LM,CF}$$

*Zona condensing*

Data temperature kerja diambil dari data desain.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{2.8 - 18.91}{\ln \frac{2.8}{18.91}} = 8.43423 \text{ } ^\circ K$$

Setelah diperoleh nilai LMTD maka dapat dicari nilai perpindahan panas untuk zona *condensing*. Data koefisien perpindahan panas rata-rata diambil dari hasil perhitungan sedangkan luas area perpindahan panas diambil dari data desain sebesar 219.7 m<sup>2</sup>.

$$\begin{aligned}
 Q &= U \times A \times \Delta T_{LM} \times F \\
 &= 4261.47342 \frac{W}{m^2 K} \times 219.7 m^2 \times 8.43423 \times 1 \\
 &= 7896520.454 Watt
 \end{aligned}$$

*Zona drain cooling*

Data temperatur kerja diambil dari data desain.

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{LM} &= \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}} \\
 \Delta T_{LM} &= \frac{18.91 - 5.6}{\ln \frac{18.91}{5.6}} = 10.9374 ^\circ K
 \end{aligned}$$

Setelah diperoleh nilai LMTD maka dapat dicari nilai perpindahan panas untuk zona *drain cooling*. Data koefisien perpindahan panas rata-rata diambil dari hasil perhitungan sedangkan luas area perpindahan panas diambil dari data desain sebesar 40.3 m<sup>2</sup>.

$$\begin{aligned}
 Q &= U \times A \times \Delta T_{LM} \times F \\
 &= 11248.56375 \frac{W}{m^2 K} \times 40.3 m^2 \times 10.9374 ^\circ K \times 1 \\
 &= 4958115.251 Watt
 \end{aligned}$$

Perpindahan panas total dalam *low pressure feedwater heater* 2 dapat diperoleh dengan menjumlahkan nilai perpindahan panas tiap zona.

$$Q_{total} = Q_{cond} + Q_{drain} \\ = 7896520.454 + 4958115.251$$

$$Q_{total} = 12854635.71 \text{ Watt}$$

$$Q_{total} = 12.8 \text{ MW}$$

#### 4.4. NTU dan Effectiveness

Zona Condensing

Dari data desain diperoleh temperatur kerja *heat exchanger*. Dengan menggunakan *temperature mean* diperoleh nilai  $C_p$  untuk tiap fluida. Dari tabel A.6. diperoleh nilai  $C_p$  sebagai berikut :

**Tabel 4.11** Nilai  $C_{ph}$  dan  $C_{pc}$  Condensing Zone

|     |               |
|-----|---------------|
| Th  | 378.4 K       |
| Tc  | 367.5 K       |
| cph | 4.224 Kj/kgK  |
| cpc | 4.2115 Kj/kgK |

$C_h$  dan  $C_c$  dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut :

$$C_h = m \times C_{ph} = 4.12 \times 4.22 \\ = 17.402$$

$$C_c = m \times C_{pc} = 166.76 \times 4.2115 \\ = 702.3097$$

$C_{min}$  merupakan nilai terendah antara  $C_h$  dan  $C_c$  sehingga yang diambil sebagai  $C_{min}$  adalah  $C_h$  dan  $C_{max}$  adalah  $C_c$ . Setelah nilai  $C_{min}$  dan  $C_{max}$  diperoleh dapat dicari nilai NTU dan *effectiveness* pada zona *condensing*.

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}} = \frac{4261.4734 \frac{W}{m^2 K} \times 219.7 m^2}{17.402 \frac{W}{K}}$$

$$= 63666.651$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp \left[ -(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2} \right]}{1 - \exp \left[ -(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2} \right]} \right\}^{-1}$$

$$= 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-63686.07904]}{1 - \exp[-63686.07904]} \right\}^{-1}$$

$$= 0.987648$$

#### Zona Drain Cooling

Dari data desain diperoleh temperatur kerja *heat exchanger*. Dengan menggunakan *temperature mean* diperoleh nilai Cp untuk tiap fluida. Dari tabel A.6. diperoleh nilai Cp sebagai berikut :

**Tabel 4.12** Nilai *Cph* dan *Cpc* Drain Cooling Zone

|     |                  |
|-----|------------------|
| Th  | 371 K            |
| Tc  | 358.74 K         |
| cph | 4.1819<br>Kj/KgK |
| cpc | 4.2149<br>Kj/KgK |

Ch dan Cc dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut :

$$C_h = m \times C_{ph} = 4.12 \times 4.1819$$

$$= 17.229$$

$$C_c = m \times C_{pc} = 166.76 \times 4.2149$$

$$= 702.8767$$



Cmin merupakan nilai terendah antara Ch dan Cc sehingga yang diambil sebagai Cmin adalah Ch dan Cmax adalah Cc. Setelah nilai Cmin dan Cmax diperoleh dapat dicari nilai NTU dan *effectiveness* pada zona *drain cooling*.

$$\begin{aligned} NTU &= \frac{U \times A}{C_{min}} = \frac{11248.56375 \frac{W}{m^2 K} \times 40.3 m^2}{17.229 \frac{W}{K}} \\ &= 26310.63081 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \\ &= 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-3164.6060]}{1 - \exp[-3164.6060]} \right\}^{-1} \\ &= 0.987649 \end{aligned}$$

Halaman ini sengaja dikosongkan

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1. Kesimpulan**

Kesimpulan yang didapat penulis dari hasil analisis performa *low pressure feedwater heater* adalah:

1. Pada kondisi *steady state* koefisien konveksi sisi tube optimum adalah:
  - a. Zona *Condensing* : 14141.15752 W/m<sup>2</sup>K
  - b. Zona *Drain Cooling* : 13491.97584 W/m<sup>2</sup>K
2. Koefisien konveksi sisi shell yang dihasilkan pada konduksi optimum adalah :
  - a. Zona *Condensing* : 6442.2126 W/m<sup>2</sup>K
  - b. Zona *Drain Cooling* : 171392.415 W/m<sup>2</sup>K
3. *Overall Heat Transfer Coefficient* yang dihasilkan adalah
  - a. Zona *Condensing* : 4261.4734 W/m<sup>2</sup>K
  - b. Zona *Drain Cooling* : 11248.56375 W/m<sup>2</sup>K
4. *Heat Transfer* yang dihasilkan adalah :
  - a. Zona *Condensing* : 7896520.454 Watt
  - b. Zona *Drain Cooling* : 4958115.251 Watt
5. Dengan *Heat Transfer Total* sebesar : 12.8 MW
6. Dihasilkan NTU sebesar :
  - a. Zona *Condensing* : 63666.6511
  - b. Zona *Drain Cooling* : 3163.6407
7. Dihasilkan *Effectiveness* sebesar :
  - a. Zona *Condensing* : 0.987648
  - b. Zona *Drain Cooling* : 0.987649
8. Perhitungan ini di dapatkan dalam keadaan optimum

#### **5.2. Saran**

Saran yang di dapat penulis dari hasil analisis performa *low pressure feedwater heater* adalah:

1. Adanya data actual tentang *low pressure heater* sangat diperlukan untuk menunjang perhitungan secara *actual*

2. Adanya kelanjutan perhitungan kondisi actual dari performa *low pressure feedwater heater* pada PLTU PT. PJB UP Gresik ditinjau dari segi perpindahan panas.
3. Dengan adanya perhitungan *actual*, diharapkan dapat dijadikan pertimbangan untuk *maintenance low pressure feed water heater*
4. Dalam pembahasan selanjutnya, diharapkan ada pembahasan tentang manajemen perawatan *low pressure feedwater heater*.

## DAFTAR PUSTAKA

- As-Build Drawing. **Thermal Calculation Sheet Determination for Feedwater Heater and Deaerator TZ-1003**. Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation.
- ASME PTC 12.1-2000. 2000. **Closed Feedwater Heater**. New York: The American Society of Mechanical Engineers.
- EPRI. 2001. **Feedwater Heater Technology Seminar and Symposium**. California: Electric Power Research Institut.
- Incropera, F.P., dan De Witt, D.P. 1990. **Fundamental of Heat and Mass Transfer Fifth Edition**. Singapore: John Willey & Sons, Inc.
- Incropera, F.P., dan De Witt, D.P. 2011. **Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition**. Singapore: John Willey & Sons, Inc.
- Pritchard, P.J. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition**. United States of America: John Willey & Sons, Inc.

Halaman ini sengaja dikosongkan

## LAMPIRAN

### Tabel Nilai C1 dan m Untuk bank of tubes

**TABLE 7.5** Constants of Equation 7.58 for the tube bank in cross flow [16]

| Configuration                               | $Re_{D,max}$                  | $C_1$  | $m$  |
|---|-------------------------------|--|------|
| Aligned                                     | $10-10^2$                     | 0.80   | 0.40 |
| Staggered                                   | $10-10^2$                     | 0.90   | 0.40 |
| Aligned                                     | $10^2-10^3$                   | Approximate as a single<br>(isolated) cylinder |      |
| Staggered                                   | $10^2-10^3$                   |  |      |
| Aligned<br>( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup> | $10^3-2 \times 10^5$          | 0.27   | 0.63 |
| Staggered<br>( $S_T/S_L < 2$ )              | $10^3-2 \times 10^5$          | $0.35(S_T/S_L)^{1/5}$                          | 0.60 |
| Staggered<br>( $S_T/S_L > 2$ )              | $10^3-2 \times 10^5$          | 0.40   | 0.60 |
| Aligned                                     | $2 \times 10^5-2 \times 10^6$ | 0.021  | 0.84 |
| Staggered                                   | $2 \times 10^5-2 \times 10^6$ | 0.022  | 0.84 |

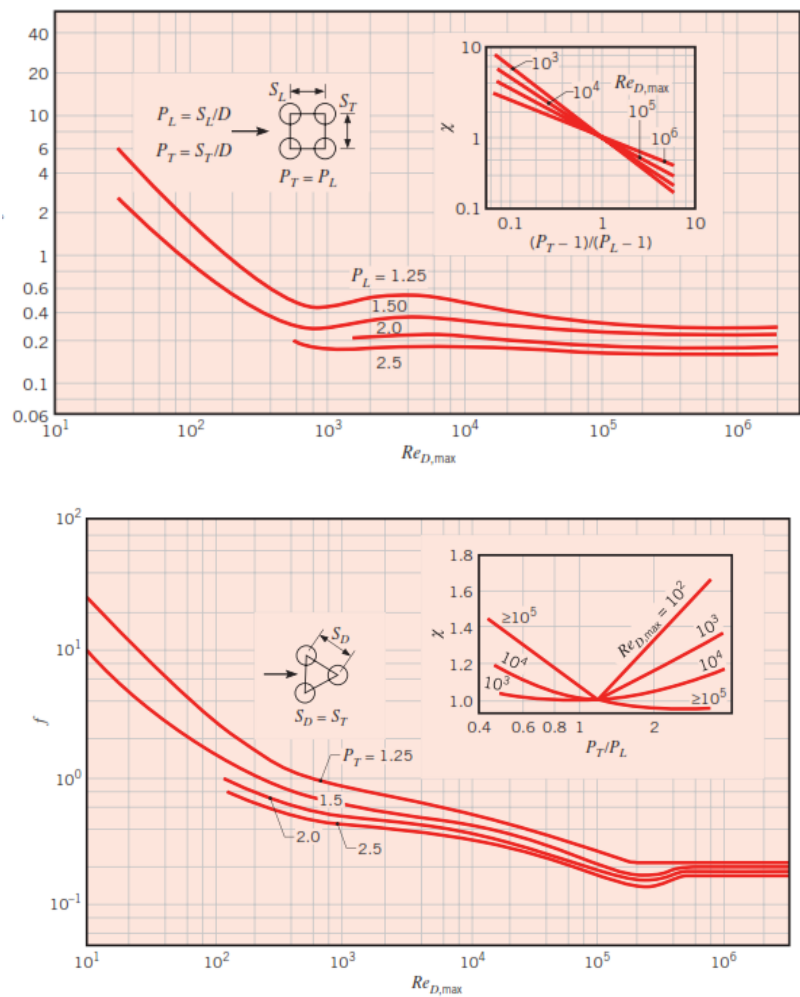
<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

### Tabel nilai C2 untuk bank of tubes

**TABLE 7.6** Correction factor  $C_2$  of Equation 7.59 for  $N_L < 20$  ( $Re_{D,max} \geq 10^3$ ) [16]

| $N_L$     | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 7    | 10   | 13   | 16   |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Aligned   | 0.70 | 0.80 | 0.86 | 0.90 | 0.92 | 0.95 | 0.97 | 0.98 | 0.99 |
| Staggered | 0.64 | 0.76 | 0.84 | 0.89 | 0.92 | 0.95 | 0.97 | 0.98 | 0.99 |

# Grafik friction factor dan correction factor tube bundle arrangement



**FIGURE 7.15** Friction factor  $f$  and correction factor  $\chi$  for Equation 7.65. Staggered tube bundle arrangement [16]. (Used with permission.)





## Tabel korelasi Nud

|   |                |                        |  |
|---|----------------|------------------------|--|
| $\overline{Nu}_L = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$   | (7.38)         | Flat plate             | Mixed, average, $T_f$ , $Re_{Le} = 5 \times 10^5$ ,<br>$Re_L \leq 10^8$ , $0.6 \leq Pr \leq 60$                      |
| $\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$<br>(Table 7.2)  | (7.52)         | Cylinder               | Average, $T_f$ , $0.4 \leq Re_D \leq 4 \times 10^5$ ,<br>$Pr \geq 0.7$   |
| $\overline{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{1/4}$<br>(Table 7.4)  | (7.53)         | Cylinder               | Average, $T_s$ , $1 \leq Re_D \leq 10^6$ ,<br>$0.7 \leq Pr \leq 500$   |
| $\overline{Nu}_D = 0.3 + [0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \times [1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{-1/4}] \times [1 + (Re_D/282,000)^{5/8}]^{4/5}$ | (7.54)         | Cylinder               | Average, $T_f$ , $Re_D Pr \geq 0.2$  |
| $\overline{Nu}_D = 2 + (0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{2/3}) Pr^{0.4} \times (\mu/\mu_s)^{1/4}$                                    | (7.56)         | Sphere                 | Average, $T_s$ , $3.5 \leq Re_D \leq 7.6 \times 10^4$ ,<br>$0.71 \leq Pr \leq 380$ , $1.0 \leq (\mu/\mu_s) \leq 3.2$ |
| $\overline{Nu}_D = 2 + 0.6 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}$   | (7.57)         | Falling drop           | Average, $T_s$   |
| $\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,\max}^{0.36} (Pr/Pr_s)^{1/2}$<br>(Tables 7.5, 7.6)   | (7.58), (7.59) | Tube bank <sup>d</sup> | Average, $\bar{T}$ , $10 \leq Re_D \leq 2 \times 10^6$ ,<br>$0.7 \leq Pr \leq 500$                                   |
| Single round nozzle   | (7.71)         | Impinging jet          | Average, $T_f$ , $2000 \leq Re \leq 4 \times 10^5$ ,<br>$2 \leq (H/D) \leq 12$ , $2.5 \leq (r/D) \leq 7.5$           |

THERMAL CALCULATION SHEET  
DETERMINATION FOR FEEDWATER  
HEATERS AND DEAERATOR

AS-BUILT DRAWING

|   |   |
|---|---|
| OWNER'S DWG NO.   | TZ-1003   |
|  | PERUSAHAAN UMUM LISTRIK NEGARA<br>JAKARTA INDONESIA |
| GRESIK STEAM POWER PLANT PROJECT<br>UNITS III AND IV 2x200 MW                     |   |
|  | SUMITOMO CORPORATION<br>TOKYO JAPAN                 |
| CONTRACT NO. PJ387/PST/B4   |   |

UNIT-III  
UNIT-IV

|                   |             |   |             |            |
|-------------------|-------------|---|-------------|------------|
| A                 | REV. MARK   | 3RD ANGLE PROJECTION                          | APPROVED BY | CHECKED BY |
| MAY 8 1986        | DATE        | SCALE   | Dec 18 85   | Dec 18 85  |
| APPROVED BY       | APPROVED BY | DESIGNED BY                                   | DRAWN BY    |            |
| REVISED AT MARKED | CONTENTS    | UNITS   |             |            |
| MF                |             | 株式会社 東芝<br>TOSHIBA CORPORATION<br>TOKYO JAPAN |             |            |
| DRAWING NO.       |             |   | REV. MARK   |            |
| TR.123343         |             |   | ① ②         |            |

9 1. 16

[2] No.2 LP feedwater heater

1<sub>2a</sub> Design data (Heater balance H-T205137)

Heating steam

|                            |                                   |
|----------------------------|-----------------------------------|
| Quantity                   | Gs = 14834 kg/h                   |
| Pressure                   | Ps = 1.249 kg/cm <sup>2</sup> abs |
| Inlet enthalpy             | Hi = 658.6 kcal/kg                |
| Saturate temperature       | Ts = 105.4°C                      |
| Enthalpy of saturate water | Hsd = 105.34 kcal/kg              |

Condensate

|                    |                       |
|--------------------|-----------------------|
| Quantity           | Gw = 512527 kg/h      |
| Outlet temperature | TFO = 102.6°C         |
| Inlet temperature  | TFI = 85.0°C          |
| Temperature rise   | ΔTFH = 17.6°C         |
| Outlet enthalpy    | HFO = 102.7 kcal/kg   |
| Inlet enthalpy     | HFI = 85.0 kcal/kg    |
| Mean specific heat | Cp = 1.006 kcal/kg °C |

Drain from No.3 LP feedwater heater

|             |                     |
|-------------|---------------------|
| Quantity    | Gd1 = 36532 kg/h    |
| Temperature | Td1 = 108.2°C       |
| Enthalpy    | Hd1 = 108.4 kcal/kg |

Flow out drain

|             |                    |
|-------------|--------------------|
| Quantity    | Gdo = 51366 kg/h   |
| Temperature | Tdo = 90.6°C       |
| Enthalpy    | Hdo = 90.6 kcal/kg |

Tube

|                   |          |
|-------------------|----------|
| Material          | C6871T   |
| Outside diameter  | 15.88 mm |
| Nominal thickness | 1.0 mm   |
| Mean thickness    | 1.0 mm   |
| Number            | 449      |

Condensate velocity in tubes  
at 15°C (based on mean thickness)

$$V = 2.1 \text{ m/sec}$$

Total heat duty

$$\begin{aligned} D_{\text{TOTAL}} &= Gw (H_{\text{Fo}} - H_{\text{Fi}}) \\ &= 512527 \times (102.7 - 85.0) = 9071728 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

## 2. Drain cooling zone (DCZ)

DCZ heat duty

$$\begin{aligned} D_{\text{DCZ}} &= G_{\text{do}} (H_{\text{sd}} - H_{\text{do}}) \\ &= 51366 \times (105.54 - 90.6) = 76740 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

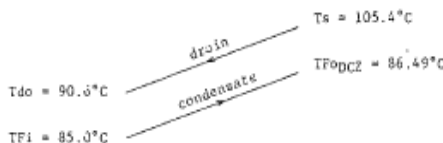
DCZ condensate temperature rise

$$\Delta t_{\text{DCZ}} = \frac{D_{\text{DCZ}}}{C_p \cdot Gw} = \frac{76740}{1.006 \times 512527} = 1.49^\circ\text{C}$$

DCZ outlet condensate temperature

$$T_{\text{FopDCZ}} = T_{\text{Fi}} + \Delta t_{\text{DCZ}} = 85.0 + 1.49 = 86.49^\circ\text{C}$$

DCZ logarithmic mean temperature difference



$$\theta_m = \frac{(T_s - T_{\text{FopDCZ}}) - (T_{\text{do}} - T_{\text{Fi}})}{\ln \frac{T_s - T_{\text{FopDCZ}}}{T_{\text{do}} - T_{\text{Fi}}}} = \frac{18.91 - 5.6}{\ln \frac{18.91}{5.6}} = 10.94^\circ\text{C}$$

DCZ heat transfer coefficient  $K_{\text{DCZ}} = 2062.3 \text{ kcal/m}^2\text{-h}^\circ\text{C}$

DCZ required area

$$A_{DCZ} = \frac{D_{DCZ}}{K_{DCZ} \cdot \Delta T_m} = \frac{76740}{2062.3 \times 10.94} = 34.1 \text{ m}^2$$

3. Condensing zone (CZ)

CZ heat duty

$$\begin{aligned} D_{CZ} &= D_{TOTAL} - D_{DCZ} \\ &= 9071728 - 767407 = 8304321 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

CZ logarithmic mean temperature difference

$$\frac{T_s = 105.4^\circ\text{C}}{\text{Steam}}$$

$$T_{Fo_{DCZ}} = 86.49^\circ\text{C} \quad \text{condensate} \quad T_{Fo} = 102.6^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_s - T_{Fo_{DCZ}}) - (T_s - T_{Fo})}{\ln \frac{T_s - T_{Fo_{DCZ}}}{T_s - T_{Fo}}} = \frac{18.91 - 2.8}{\ln \frac{18.91}{2.8}} = 8.43^\circ\text{C}$$

CZ heat transfer coefficient

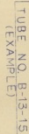
$$K_{CZ} = 4649.9 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

CZ required area

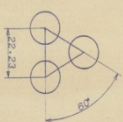
$$A_{CZ} = \frac{D_{CZ}}{K_{CZ} \cdot \Delta T_m} = \frac{8304321}{4649.9 \times 8.43} = 211.9 \text{ m}^2$$

4. Total area

|                    | Required area        | Actual area          |
|--------------------|----------------------|----------------------|
| Drain cooling zone | 34.1 m <sup>2</sup>  | 40.3 m <sup>2</sup>  |
| Condensing zone    | 211.9 m <sup>2</sup> | 219.7 m <sup>2</sup> |
| Total              | 246.0 m <sup>2</sup> | 260.0 m <sup>2</sup> |



| TUBE SPECIFICATION | mm <sup>2</sup>    |                    | mm <sup>3</sup>    |                    | mm <sup>3</sup>    |                    |
|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|                    | NO. 2              | NO. 3              | NO. 4              | NO. 5              | NO. 6              | NO. 7              |
| NAME OF HEATER     | J15 C68711         | J15 C68712         | J15 C68713         | J15 C68714         | J15 C68715         | J15 C68716         |
| MATERIAL           | J15 C68711         | J15 C68712         | J15 C68713         | J15 C68714         | J15 C68715         | J15 C68716         |
| OD DIA. THICKNESS  | 15.58 × 1.0 mm     | 15.38 × 1.0 mm     | 15.88 × 1.0 mm     | 15.88 × 1.0 mm     | 15.88 × 1.0 mm     | 15.88 × 1.0 mm     |
| MEAN EYE LENGTH    | 116.07 mm          | 125.00 mm          | 126.67 mm          | 126.67 mm          | 126.67 mm          | 126.67 mm          |
| HEIGHT OF TUBES    | 449                | 449                | 449                | 449                | 449                | 449                |
| SURFACE AREA       | 260 m <sup>2</sup> | 280 m <sup>2</sup> | 280 m <sup>2</sup> | 280 m <sup>2</sup> | 280 m <sup>2</sup> | 280 m <sup>2</sup> |



|                  |
|------------------|
| AS-BUILT DRAWING |
| UNIT - III       |
| UNIT - IV        |

|                |         |
|----------------|---------|
| OWNERS DWG NO. | TE-1026 |
|----------------|---------|

PERUSAHAAN UMUM LISTRIK NEGARA  
JAKARTA INDONESIA

GREYSK STEAM POWER PLANT PROJECT  
UNITS III AND IV 2x200 MW

TOKYO JAPAN

CONTRACT NO. PJ387/PST/84

[illegible][illegible]

## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Sidoarjo pada tanggal 8 Mei 1993 dari pasangan Bapak Choirul Anam dan Ibu Lilik Masrifah. Penulis merupakan anak pertama dari 4 bersaudara. Jenjang pendidikan yang pernah di tempuh adalah TK Perwanida, SDN Geluran 1 Taman, SMPN 2 Krian, dan SMA Al – Islam Krian.

Pada tahun 2012, Penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma ITS Kerjasama PT. PLN (Persero) dan diterima sebagai Mahasiswi di program studi D3 Teknik Mesin Kelas Kerjasama PT. PLN (Persero), Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2112038006.

Selama masa kuliah penulis mengambil bidang Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil Tugas Akhir dibidang yang sama

Selain itu penulis juga aktif di bidang ke organisasian, di Badan Koordinasi Pemandu Fakultas Teknologi Industri. penulis pernah menjadi anggota Biro Internal Badan Koordinasi Pemandu FTI – ITS tahun 2014 – 2015 dan juga sebagai Pemandu Aktif FTI – ITS pada tahun 2013 – 2015.

Alamat email : [sefirazka@gmail.com](mailto:sefirazka@gmail.com)